

ELIEZER ALCIDES PACHECO

**QUANTIFICAÇÃO DO RUÍDO DE COMBUSTÃO EM UM
MOTOR CICLO OTTO USANDO DIFERENTES
COMBUSTÍVEIS DE COMPETIÇÃO ATRAVÉS DA TÉCNICA
DE INTENSIDADE SONORA.**

CURITIBA

2002

ELIEZER ALCIDES PACHECO

**QUANTIFICAÇÃO DO RUÍDO DE COMBUSTÃO EM UM
MOTOR CICLO OTTO USANDO DIFERENTES
COMBUSTÍVEIS DE COMPETIÇÃO ATRAVÉS DA TÉCNICA
DE INTENSIDADE SONORA.**

Tese apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PG-Mec), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Willian Alves Barbosa

CURITIBA

2002

Pacheco, Eliezer Alcides

Quantificação do ruído de combustão em um motor ciclo Otto usando diferentes combustíveis de competição através da técnica de intensidade sonora / Eliezer Alcides Pacheco.— Curitiba, 2002.
xvi, 171f. : il.

Orientador: Wiliam Alves Barbosa

Co-orientador: Paulo Henrique Trombetta Zannin

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal do Paraná. Setor de Tecnologia

1. Combustíveis para motores. 2. Som - Intensidade. I. Barbosa, Wiliam Alves. II. Zannin, Paulo Henrique Trombetta. III. Universidade Federal do Paraná. VI. Título.

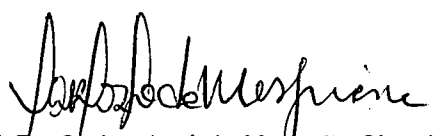
TERMO LIVRE: Ruído de combustão. Motores de ciclo Otto.

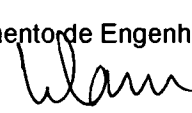
CDD 20. 620.23

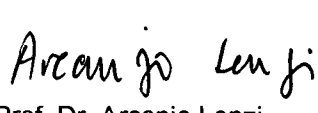
ELIEZER ALCIDES PACHECO

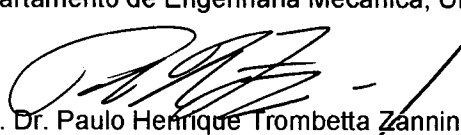
**QUANTIFICAÇÃO DO RUÍDO DE COMBUSTÃO EM UM
MOTOR CICLO OTTO USANDO DIFERENTES COMBUSTÍVEIS DE
COMPETIÇÃO ATRAVÉS DA TÉCNICA DE INTENSIDADE SONORA**

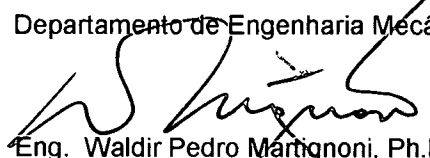
Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PG-Mec), Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, pela seguinte banca examinadora:

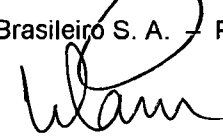

Coordenador: Prof. Dr. Carlos José de Mesquita Siqueira
Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR


Orientador: Prof. Dr. William Alves Barbosa
Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR


Banca Examinadora: Prof. Dr. Arcanjo Lenzi
Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC


Prof. Dr. Paulo Henrique Trombetta Zannin – Co-orientador
Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR


Eng. Waldir Pedro Martignoni, Ph.D.
Petróleo Brasileiro S. A. – Petrobras/Six


Prof. Dr. William Alves Barbosa
Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR

HOMENAGEM

À minha família, que sempre foi e sempre serão meus incentivadores em todas as vitórias da minha vida, pois é pensando neles que me incentivo a crescer e, crescendo, necessito da energia que a existência deles me proporciona a cada momento da minha vida. E, por essa e tantas outras razões, que meus Pais e minha família merecem esta e todas as outras homenagens que eu puder oferecer-lhes:

*João Alcides Pacheco
Ruth Lourenço Pacheco*

Em especial à aqueles que muitas vezes tive que abdicar da minha presença para me dedicar a este trabalho. A minha esposa e filho:

*Claudia R. R. Vitola Pacheco
Bruno Vitola Pacheco*

E, especialmente em memória de:

*Meu irmão, Elizeu Alcides Pacheco (1960 – 1987)
Meu avô, Felipe Loureço de Gouveia (1908 - 1983)*

EPIGRAFE

*Ainda que falassem a língua dos Homens e dos Anjos e não tivesse amor, seria
como metal que soa ou como sino que tine. E ainda se tivesse o dom da
profecia, e conhecesse todos os mistérios e toda a ciência, e
ainda que tivesse toda fé, de maneira tal que
transportasse
os montes, e não tivesse amor, nada seria. E ainda,
que distribuísse toda a minha fortuna para os sustento dos
pobres,
e ainda que entregasse o meu corpo para ser queimado, e não tivesse
amor,
nada disso me aproveitaria. O amor é sofredor, é benigno; o
amor
não é invejoso; o amor não trata com
leviandade,
não se
ensoberbece,
não se porta com indecência, não
busca os
seus interesses, não se irrita, não suspeita mal; não folga
com
a injustiça, mas folga com a verdade; tudo sofre, tudo crê, tudo espera, tudo
suporta.*

- Capítulo XIII da 1ª Carta aos Coríntios

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador e amigo, **Prof. Dr. Wiliam Alves Barbosa** e ao meu co-orientador, **Prof. Dr. Paulo Henrique Trombeta Zannin**, por seus conselhos e orientações e apoio no decorrer das aulas e para o desenvolvimento da presente elaboração. Gostaria, igualmente, de agradecer ao **Sr. Wilson Giozza** e ao meu chefe, **Sr. Henrique Ribeiro Arthur**, por terem disponibilizado recursos e tempo para o desenvolvimento e conclusão desta. Ademais, agradeço em especial aos meus colaboradores e amigos do Laboratório de Motores da Petrobras no município de Canoas no Rio Grande do Sul, os **Srs. Diocles Dalávia, Walter Zanchet**, que auxiliaram-me no desenvolvimento dos experimentos e na análise dos resultados. A meus familiares, a minha esposa **Claudia**, e ao meu filho **Bruno**, meu agradecimento pela paciência e apoio e por serem o estímulo das minha conquistas. Gostaria, também, de agradecer o governo da República Federal da Alemanha por meio do Serviço Alemão de Intercâmbio Acadêmico (DAAD – Deutscher Akademischer Austauschdienst) pelo apoio financeiro que foi necessário para a compra dos seguintes equipamentos: a sonda de intensidade de som, o analisador BK 2260 e o software BZ 7205 versão 2.0 que foram utilizados para medições de intensidade de sonora.

SUMÁRIO

	Páginas
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABELAS	xiv
RESUMO	xv
ABSTRACT	xvi
1 INTRODUÇÃO	1
2 METODOLOGIA PARA MEDIÇÕES DE INTENSIDADE SONORA	3
2.1 Introdução	3
2.2 Generalidades	4
2.3 Formulação matemática para determinação de potência sonora através de medições do nível de pressão sonora em campo livre.	6
2.4 Formulação matemática para determinação da potência sonora em câmara reverberante	8
2.5 Formulação matemática para determinação da potência sonora pelo método de intensidade de superfície	11
2.6 Formulação matemáticas para o método de intensidade sonora	13
2.7 Obtenção da potência sonora em câmara anecóica através das medições de pressão sonora	19
2.8 Cálculo de potência sonora com a técnica de Lead-Wapping	20

2.9	Obtenção de potência sonora através da metodologia de varredura	21
2.10	Verificação da variação temporal em pontos de medições em um motor diesel	24
2.11	Variação espacial do nível de intensidade e pressão sonora com a variação da distância de medição	25
2.12	Verificação da precisão da técnica de média espacial	26
2.13	Conclusão	27
3	LEVANTAMENTO DOS PARÂMETROS DAS PRINCIPAIS FONTES DE RUÍDO EM MOTORES	29
3.1	Introdução	29
3.2	Principais fontes de ruído em motores	29
3.3	Considerações gerais do mecanismo de geração de ruído em motores automotivos	32
3.3.1	Ruído induzido por combustão/forças de excitação unidirecionais	34
3.3.2	Ruído mecânico induzido/força de excitação reversível	35
3.4	Relação entre ruído e parâmetro operacionais	37
3.4.1	Relação entre velocidade de rotação e ruído de motores a combustão	37
3.4.2	Influência do tamanho do motor	39
3.4.3	Efeitos da variação da carga	40
3.5	Diferença entre o espectro do NPS para motores gasolina/diesel	41
3.6	Nível de pressão crítica dentro da câmara de combustão e curva de atenuação	42
3.7	Conclusão	44
4	INDICADORES DE CAMPO	46
4.1	Introdução	46
4.2	Indicador de campo local	46

4.3	Indicador pressão-intensidade global de fontes externas	49
4.4	Indicador pressão-intensidade global da superfície de medição	51
4.5	Indicador de complexidade do campo acústico	53
4.6	Indicador pressão-intensidade residual	54
4.7	Capacidade dinâmica do sistema de medição	56
4.8	Conclusão	57
5	NOÇÕES BÁSICAS DA COMPOSIÇÃO E PROPRIEDADE DA GASOLINA E OXIGENADOS AUTOMOTIVOS	58
5.1	Introdução	58
5.2	Composição dos hidrocarbonetos na gasolina automotiva	58
5.3	Quantidade de energia liberada na queima da gasolina	59
5.4	Aspectos gerais relacionados com o desempenho da gasolina automotiva	61
5.5	Histórico da taxa de octanagem	62
5.6	Aspectos relativos aos processos de produção	66
5.7	Sistema de gerenciamento de motores afetados pela octanagem	67
5.8	Propriedades que afetam a octanagem dos combustíveis	68
5.9	Causas da mudança da relação ar/combustível	68
5.10	Parâmetros que alteram o tempo de ignição	69
5.11	Efeito da temperatura e carga	70
5.12	Efeito da velocidade de rotação	70
5.13	Efeito da temperatura do ar	71
5.14	Aspectos gerais sobre oxigenados	72
5.15	Conclusão	75
6	PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO	76
6.1	Introdução	76
6.2	Classe de frequência de interesse para medições de intensidade sonora em motores ciclo Otto	76
6.2.1	Faixa de frequência definida pelo espaçador da sonda de intensidade sonora	77
6.2.2	Distância das superfícies de medição	77

6.2.3	Definição da superfície de medição	79
6.2.4	Definição da faixa de varredura a ser utilizada	80
6.2.5	Definição do tempo de medição	81
6.2.6	Calibração dos microfones	82
6.2.7	Equipamento utilizados	83
6.2.8	Local e avaliação do dinamômetro	83
6.2.9	Equipamentos de monitoramento do dinamômetro de motores e seus parâmetros de medição	84
6.2.10	Principais características dos combustíveis para o experimento	86
6.2.11	Regime operacional do motor para avaliação das medições de intensidade sonora	86
6.2.12	Nível do ruído de fundo	87
6.3	Crítérios de precisão das medições de intensidade sonora	88
6.4	Conclusão	90
7	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS EXPERIMENTOS	92
7.1	Introdução	92
7.2	Resultado dos experimentos a níveis totais nas quatro faces do motor utilizando a metodologia de varredura	92
7.3	Resultados dos experimentos nas quatro faces do motor nas bancas de 125 Hz	93
7.4	Intensidade sonora e potência sonora médias ponderada das quatro superfícies do motor	95
7.5	Discussão dos resultados	96
7.6	Conclusão	105
8	CONCLUSÃO	108
8.1	Recomendações para continuidade	110
9	APÊNDICES	111
9.1	APÊNDICE A	112
	Indicador de campo local	113
9.2	APÊNDICE B	117
	Indicador pressão-intensidade residual	118
9.3	APÊNDICE C	124

	Erro de fase existente entre os dois canais de medição	125
9.4	APENDICE D	129
	Erro associado com a medição de intensidade sonora	130
9.5	APENDICE E	137
	Lista de figuras	138
9.6	APENDICE F	156
	Lista de tabelas	157
10	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	162

LISTA DE FIGURAS

	Páginas
FIGURA 1 Classificação dos componentes de um motor diesel pela Emissão da potência sonora.....	138
FIGURA 2 Classificação dos níveis de potência sonora de um motor diesel somente com a bomba injetora.....	138
FIGURA 3 Monitoramento da intensidade sonora para simples pontos de medições.....	139
FIGURA 4 Variação dos níveis de intensidade e pressão sonoras para dois pontos de medição de um motor diesel.....	139
FIGURA 5 Processo de geração de ruído de motores automotivos.....	140
FIGURA 6 Comparação entre os dois tipos de ruído de motores: ruído mecânico e de combustão.....	140
FIGURA 7 Curva típica de atenuação de motores automotivos.....	141
FIGURA 8 Modelagem equivalente da estrutura de motores automotivos.....	141
FIGURA 9 Ruído de combustão induzido próximo do ponto morto superior (força de excitação unidirecional).....	142
FIGURA 10 Forças reversíveis atuando no pistão.....	142

FIGURA 11	Diagrama relacionando: força-tempo, força espectral e ruído proporcional a rotação.....	143
FIGURA 12	Análise do indicador p-index para fixação da distância de medição.....	143
FIGURA 13	Vista frontal do motor com a superfície de medição.....	144
FIGURA 14	Vista lateral esquerda do motor com a superfície de medição.....	144
FIGURA 15	Vista lateral direita do motor com a superfície de medição.....	145
FIGURA 16	Vista superior do motor com a superfície de medição.....	145
FIGURA 17	Configuração para Calibração do primeiro microfone utilizando o analisador BK 2260.....	146
FIGURA 18	Primeira configuração com o acoplador para Calibração do segundo microfone.....	146
FIGURA 19	Vista interna e externa do dinamômetro de motores.....	84
FIGURA 20	Análise do ruído de fundo na face frontal.....	147
FIGURA 21	Análise da capacidade dinâmica e p-index na face frontal.....	147
FIGURA 22	Análise da capacidade dinâmica e p-index na face superior.....	148
FIGURA 23	Análise do indicador de ruído estranhos na face frontal.....	148
FIGURA 24	Análise do indicador de ruído estranho na face superior.....	149

FIGURA 25	Análise do indicador de repetibilidade na face frontal.....	149
FIGURA 26	Análise do indicador de repetibilidade da face superior.....	150
FIGURA 27	Resultado da classificação do nível total de ruído em três faces do motor: superior (S), frontal (F) e no segmento frontal do cárter (C).....	151
FIGURA 28	Resultado da classificação do nível total de ruído em duas faces do motor: lateral direita (LD) e lateral esquerda (LE).....	152
FIGURA 29	Resultado da classificação do ruído de combustão nas faces: superior (S), frontal (F) e frontal do cárter (C).....	153
FIGURA 30	Resultado da classificação do ruído de combustão nas faces: lateral direita (LD) e lateral esquerda (LE).....	154
FIGURA 31	Resultado da classificação da intensidade e potência sonora média ponderada por combustíveis.....	155

LISTA DE TABELAS

	Páginas
TABELA 1	Verificação da técnica da média espacial.....157
TABELA 2	Composição do ar ao nível do mar.....158
TABELA 3	Valores típicos de calores caloríficos de combustíveis.....159
TABELA 4	Propriedades dos combustíveis de referência.....159
TABELA 5	Principais características dos combustíveis utilizados nos experimentos.....160
TABELA 6	Características adicionais dos combustíveis C1 e C2 derivados de petróleo.....160
TABELA 7	Principais parâmetros operacionais monitorados nos experimentos.....161

RESUMO

O processo de geração de ruído em motores é complexo e pode ser classificado em dois tipos diferentes de ruídos: de combustão e mecânico. O ruído de combustão é a parcela do ruído do motor originado pela variação brusca da pressão dos gases dentro da câmara de combustão. A contribuição de todas as outras fontes do motor é considerada ruído mecânico. Como o ruído de combustão constitui a principal fonte de ruído, conhecer o nível global de ruído de diferentes tipos de combustíveis é um parâmetro importante para os fabricantes de motores e auxiliar na formulação de novos combustíveis para reduzir o ruído de combustão. Foram avaliados os níveis de ruído total de um motor ciclo Otto - ruído mecânico mais o ruído de combustão - e o ruído de combustão, utilizando cinco tipos de combustíveis de competição. Para quantificação dos níveis de ruídos utilizamos a técnica de Intensidade Sonora sobre as faces laterais, frontal e superior do motor. Os experimentos foram desenvolvidos no laboratório de motores da Petrobras situado em Canoas - Rio Grande do Sul. Os cinco diferentes tipos de combustíveis utilizados foram: gasolina de primeiro enchimento para montadoras, gasolina especial para competições de alto nível, mistura de metanol com MTBE, com 50% de cada, metanol puro e álcool etílico puro. As análises dos resultados dos experimentos demonstraram que os combustíveis com maiores potência, rendimento volumétrico e velocidade de queima apresentaram níveis de ruído de combustão mais elevados. Os níveis de ruído de combustão foram calculadas separadamente do ruído de combustão do nível global do motor.

Palavras Chave: ruído de combustão, Intensidade Sonora, combustível de competição

ABSTRACT

The process of noise generation in engines is complex and can be classified into two different kinds: combustion and mechanical. The combustion noise represents the noise originated from the sudden gas pressure change occurring in the inner part of the combustion chamber. The contribution of all the other noise sources from the engine is considered mechanical noise. Since the combustion noise constitutes the main source of noise, knowing the global combustion noise level to different kinds of combustions is an important parameter to the engines manufacturers and to offer suport in the development of new kinds of fuel to reduce the combustion noise. The total noise level was evaluated in an engine Otto cycle - mechanical noise plus combustion noise - as well as the combustion noise through the use of five different fuels for racing. For the quantification of the noise levels we used the "Sound Intensity technique " on both lateral, frontal and superior sides of the engine. Experiments were made in the Petrobras engine laboratory, located in Canoas - Rio Grande do Sul. The five different kinds of fuel used were: 1) gasoline for first filling at assembly plants, 2) special gasoline for high level performance, 3) a mixture of 50% metanol and 50% MTBE, 4) pure metanol and 5) pure ethilical alcohol. The results to the analyses demonstrated that the fuels with higher levels of power, volumetric efficiency and burning speed presented more elevated combustion noise levels. The combustion noise levels were calculated separately from the combustion noise of the global level of the engine.

Key-words: combustion noise, sound intensity, high performance fuel.

1 – INTRODUÇÃO

O ruído causado pelos veículos automotivos tem se tornado um sério problema para as pessoas em regiões de grande concentração de tráfego. O uso crescente de veículos motorizados vem ocasionando uma conscientização maior desta forma especial de poluição ambiental. Em virtude desta crescente conscientização, é que este trabalho tem o compromisso de esclarecer e apresentar resultados experimentais do ruído de combustão que é a principal fonte de ruído em certas condições operacionais do motor.

O ruído de combustão é influenciado sobretudo pelo tipo de sistema de combustão, pelo tempo de entrega dos combustíveis na câmara de combustão, temperatura do motor, condições ambiente, tipo de combustível e da qualidade dos mesmos. Desse modo, a redução do ruído de combustão tornou-se um aspecto importante nas atividades de desenvolvimento. Investigações teóricas e experimentais tiveram que ser iniciadas e instalações de teste especiais têm sido criadas com vista a habilitar profissionais ao cumprimento das exigências legais. Assim, o desenvolvimento da presente elaboração tem como objetivo auxiliar os interessados em ruído de motores e na formulação de combustíveis de competição entender o mecanismo de geração do ruído de combustão em motores automotivos.

Tendo em vista o fornecimento de um encaminhamento de soluções práticas, este trabalho foi dividido em 8 capítulos. Cada um deles proporciona um conhecimento gradual para capacitar os leitores à compreensão dos conceitos básicos acerca das

medições de intensidade sonora, bem como do processo de geração de ruído dos motores automotivos utilizando diferentes tipos de combustíveis de competição. Ademais, proporciona um conhecimento das principais propriedades dos combustíveis automotivos.

Os capítulos abordados foram os seguintes: 1) metodologias para medições de intensidade sonora, 2) levantamento dos parâmetros das principais fontes de ruído em motores, 3) indicadores de campo de intensidade sonora, 4) noções básicas da composição e propriedades das gasolinas e oxigenados automotivos, 6) planejamento do experimento, 7) apresentação e discussão dos resultados do ruído de combustão de cinco diferentes tipos de combustíveis de competição utilizando a técnica de intensidade sonora e finalmente a 8) conclusão geral deste trabalho.

2 - METODOLOGIAS PARA MEDIÇÕES DE INTENSIDADE SONORA

2.1 INTRODUÇÃO

A identificação de fontes de ruído e a determinação do nível de potência sonora de máquinas e equipamentos são importantes em numerosas áreas de fabricação. Dessa forma, ao definir-se dentre os métodos existentes, qual o mais adequado para a determinação do nível de potência sonora (através de medições do nível de pressão sonora ou intensidade sonora), deve-se tomar como parâmetros de escolha os seguintes fatores: necessidade de ambientes acústicos especiais (câmara reverberante ou anecóica), tempo de medição, precisão nas medições, custo dos equipamentos de medição, entre outros.

Tendo em vista tal fato, o presente capítulo aborda as técnicas para determinação da potência sonora: 1) medições do nível de pressão sonora em câmara anecóica e reverberante, 2) medições de intensidade de superfície (utilizando um microfone e um acelerômetro montado sobre a superfície vibrante) e, finalmente, o 3) método de intensidade sonora (métodos dos dois microfones por varredura e ponto-a-ponto).

Deste modo, o objetivo do presente capítulo consiste em fornecer uma visão geral das três metodologias utilizadas para a identificação das fontes de ruído, através dos métodos: 1) *lead-wrapping*, 2) intensidade de superfície (um microfone e um acelerômetro) e 3) intensimetria (método dos dois microfones), em que serão apresentadas as vantagens e desvantagens de sua utilização na obtenção da potência sonora global e espectral. Ademais, será estabelecida uma comparação entre as três metodologias empregadas.

Consideram-se, também, alguns conceitos físicos relacionados com a metodologia de medições de intensidade sonora, as quais podem ocorrer nas seguintes condições: variações dos valores de medições da intensidade sonora com a variação de distância da superfície de medição, verificação da técnica de medição espacial (varredura) e monitoramento da intensidade sonora, visando a verificar a confiabilidade das medições em função do tempo.

2.2 GENERALIDADES

Tradicionalmente, a obtenção de potência sonora de máquinas e equipamentos sem a utilização do método de intensimetria, se dá através de métodos aplicados em dois ambientes acústicos distintos (câmara reverberante, anecóica ou semi-anecóica), os quais serão descritos neste capítulo com a finalidade de fornecer respaldo técnico aos profissionais da área de acústica.

O primeiro de tais métodos consiste em colocar a fonte de ruído (motores, compressores, máquinas e equipamentos em geral), dentro de uma câmara reverberante (câmara especialmente projetada visando à geração de campo difuso). No interior de tal ambiente sonoro difuso (campo acústico de densidade energética sonora espacialmente uniforme em que o fluxo de potência sonora por unidade de área - intensidade sonora - é o mesmo em todas as direções), é possível obter a potência sonora total do motor através das medições do nível de pressão sonora (NPS) em que os microfones são colocados a uma distância de $1/4$ [4] de comprimentos de onda da banda de oitava na frequência mais baixa [1, 4].

Para identificações das fontes de ruído, a potência sonora de cada componente pode ser determinada individualmente. Contudo, neste caso, pelo fato

do ambiente de medição constituir-se em um campo difuso, as medições em componentes individuais só serão possíveis se um dos componentes a ser investigado estiver emitindo energia sonora enquanto o restante das outras fontes forem atenuadas através do emprego o método de *lead wrapping*: cobrem-se os componentes não analisados com um composto de chumbo e fibra de vidro para atenuação destas fontes. Assim, o nível de emissão da potência sonora de tais componentes serão atenuados a níveis insignificantes, para que não haja influência no(s) componente(s) de interesse [1].

Conseqüentemente, pode-se acrescentar que as medições realizadas nesse campo difuso (câmara reverberante) não fornecem quaisquer informações acerca do campo sonoro de máquinas ou equipamentos, pois a potência sonora por unidade de área é a mesma em todas as direções (intensidade sonora é nula em qualquer ponto e em qualquer direção). A par disso, é importante enfatizar que o nível de pressão sonora neste campo acústico apresenta um valor superior ao real em virtude das reflexões existentes no interior desse tipo de câmara. De fato, o nível de pressão sonora medido em um campo próximo ou difuso apresenta resultados superestimados, na obtenção da potência sonora irradiada dos componentes em análise (aproximadamente 20 dB(A)) [2].

A segunda forma de obtenção de valores de níveis de potência sonora pode consistir em um ambiente anecóico ou semi-anecóico (no primeiro, inexistência de reflexões; no segundo, presença de reflexões, em virtude do piso não ser tratado acusticamente). Em tal ambiente, o nível de potência sonora é obtido através das medições do nível de pressão sonora (*NPS*), em que os microfones são colocados

sobre um arranjo esférico ou retangular ao redor da fonte de ruído, ou semi-esférico (para câmara semi-anecóica), conforme será descrito no presente capítulo [3].

2.3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA SONORA ATRAVÉS DE MEDIÇÕES DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA EM CAMPO LIVRE.

Este método envolve medições do nível de pressão sonora em qualquer ponto sobre o conjunto de superfícies que engloba a fonte, tais como: esférica, semi-esférica ou uma superfície retangular [3, 4]. Usualmente, trabalha-se com uma distância de 1 m, compreendida entre a fonte de ruído e a superfície de medição, de modo que as medições do nível de pressão sonora utilizadas para a obtenção da potência sonora sejam realizadas em um campo distante, visando-se evitar medições no campo próximo, no qual ocorrem consideráveis variações das grandezas acústicas [4].

Para que se tenha conhecimento da formulação matemática necessária, admite-se a existência de um campo livre (como as medições realizadas em uma câmara anecóica), em que a intensidade sonora, I , a uma certa distância, r , é fornecida segundo a Equação [1, 4]:

$$I = \frac{P_{rms}^2}{\rho c} \quad (2.1)$$

onde:

P_{rms}^2 = a pressão sonora média quadrática do meio acústico (ar) na distância r ;

ρc = a impedância característica do meio fluido ($kg/m^2 s$).

Se o nível de pressão sonora (NPS), e, conseqüentemente, o nível de intensidade sonora forem obtidos em pontos sobre a mesma superfície esférica ou retangular de medição, a potência total irradiada, W , será calculada por:

$$W = \sum_{i=1}^n I_i S_i \quad (2.2)$$

em que:

I_i = a intensidade média sobre o i -ésimo segmento de área S_i .

Assim, considerando-se as Equações (2.1) e (2.2), obtém-se a Equação da potência total:

$$W = \frac{1}{\rho c} \sum_{i=1}^n P_{rms(i)}^2 S_i \quad (2.3)$$

E, uma vez que o nível de pressão sonora, L_p , é fornecido pela Equação:

$$L_p = 10 \log(P_{rms}^2 / P_{ref}^2) \text{ [dB]} \quad (2.4)$$

onde:

$P_{ref} = 2 \cdot 10^{-5}$ é a pressão de referência [$20 \mu Pa$].

Realizando-se a substituição da Equação (2.4) na Equação (2.3), obtém-se:

$$W = \frac{P_{ref}^2}{\rho c} \sum_i S_i 10^{\left(\frac{L_{pi}}{10}\right)} \quad [\text{watts}] \quad (2.5)$$

A literatura corrente afirma que tal método consome maior tempo de medição que os métodos realizados em uma câmara reverberante, tendo em vista que as medições do nível de pressão sonora, dependendo da complexidade do campo sonoro, deve ser realizada em um número maior de pontos. Entretanto, este método possui a vantagem de fornecer a diretividade da fonte de ruído. Esta diretividade é útil no fornecimento de informações a respeito da localização de fontes de ruído e do comportamento do campo acústico ao redor da fonte de ruído [1].

2.4 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA SONORA EM CÂMARA REVERBERANTE.

A determinação da potência sonora em uma câmara reverberante, através de medições do nível de pressão sonora média (média espacial no interior da câmara), L_{PM} , para cada frequência em banda de oitava de interesse (em dB ou dB(A)), pode ser calculada pela seguinte Equação [3, 13]:

$$L_{PM} = 10 \log \left[\frac{1}{n} \left(10^{0,1L_{p1}} + 10^{0,1L_{p2}} + \dots + 10^{0,1L_{pn}} \right) \right] \quad [\text{dB}] \quad (2.6)$$

onde:

L_{p_i} = nível de pressão sonora, em dB ou dB(A), do i -ésimo microfone;

n = o número total de medições;

O nível de potência sonora, L_w , em dB ou dB(A), (referência: 10^{-12} W), é fornecido pela expressão [13]:

$$L_w = L_{PM} - 10 \log \frac{T}{T_0} + 10 \log \frac{V}{V_0} - 13 \quad (2.7)$$

onde:

T = tempo de reverberação nominal da sala de teste (s);

$T_0 = 1$ s;

V = volume da sala de teste (m^3);

$V_0 = 1$ m^3 .

A formulação matemática necessária para a determinação da potência sonora, em câmara anecóica ou semi-anecóica, é a mesma desenvolvida no item 2.3.

Desse modo, conforme afirmado anteriormente, quando pretende-se identificar o nível de ruído de fontes individuais (classificação das fontes através da emissão de potência sonora de cada componente), o método adequado consiste em colocar uma manta de chumbo sobre as superfícies dos motores ou equipamentos, juntamente com materiais absorventes colocados entre a cobertura de chumbo e a superfície do motor, com o objetivo de assentar o chumbo e atenuar o nível de ruído das regiões previamente selecionadas [1].

Até recentemente, este método foi o que apresentou os melhores resultados nas identificações de fontes de ruído de motores e, por este motivo, foi utilizado durante algum tempo como “*baseline*” quando desejava-se conhecer a precisão de outros métodos empregados para o cálculo de potência sonora ou para a identificações de fontes [5]. Todavia, tal método possui sérios inconvenientes, listados a seguir:

- 1 - consome bastante tempo, é trabalhoso e caro;
- 2 - necessita de um campo reverberante ou anecóico para a execução das medições;
- 3 - apresenta falhas em baixas frequências (entre 200 e 300 Hz) devido à vibração do chumbo juntamente com a superfície de medição.

2.5 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA DETERMINAÇÃO DA POTÊNCIA SONORA PELO MÉTODO DE INTENSIDADE DE SUPERFÍCIE.

O método de intensidade de superfície, o qual utiliza um acelerômetro montado sobre uma superfície vibrante e um microfone próximo a ele, foi desenvolvido por volta de 1976. Hodgson [6], foi o primeiro a discutir esta técnica e a utilizá-la em uma máquina centrifugadora. Já, Kaemmer & Crocker [7, 8, 9], calcularam a potência sonora de um cilindro vibrante utilizando esta técnica e compararam-na com a técnica utilizada em câmara reverberante, obtendo resultados satisfatórios (somente quando controlaram a diferença de fase entre o microfone e acelerômetro).

O método de intensidade de superfície assemelha-se ao método de intensidade sonora, exceto pelo fato de a pressão e a velocidade de partícula serem medidas sobre uma superfície vibrante de área S . A velocidade de partícula normal, μ_n , à superfície vibrante de área S , pode ser encontrada pela integração do sinal do acelerômetro. A pressão sonora, P , pode ser medida pelo microfone colocado próximo ao acelerômetro. Se a instrumentação, ou a diferença finita existente entre o acelerômetro e o microfone, introduz um tempo de atraso, Δt , entre os sinais de pressão sonora e velocidade de partícula, este atraso estará relacionado com a diferença de fase fornecida pela Equação [1]:

$$\Delta t = \frac{\phi}{2\pi f} \quad (2.8)$$

em que:

f = frequência em Hz;

ϕ = diferença de fase entre a velocidade de partícula e a pressão sonora em graus .

A intensidade de superfície é freqüentemente computada no domínio da frequência pela alimentação do sinal de pressão sonora e velocidade de partícula em um analisador FFT de dois canais, para que o espectro de potência sonora possa ser obtido. Assim, a intensidade sonora normal à superfície da fonte em análise, I_n , é obtida pela Equação [1, 5]:

$$I_n = \int [C_{up}(f) \cos \phi + Q_{up}(f) \sin \phi] df \quad (2.9)$$

onde:

C_{up} = espectro cruzado (parte real) entre a velocidade de partícula e o sinal de pressão sonora;

Q_{up} = espectro cruzado (parte imaginária) entre a velocidade de partícula e o sinal de pressão sonora.

Para a determinação da potência sonora, pode-se aplicar a mesma Equação (2.2), utilizada no item 2.3.

Mediante a aplicação da Equação (2.9), Crocker [1] realizou as medições das parcelas, C_{up} e Q_{up} , em 25 pontos, sobre uma superfície cilíndrica de 228 mm de diâmetro, para a obtenção da intensidade sonora sobre toda a superfície de medição em bandas de 1/3 oitava, visando à comparação com o método teórico e o obtido em uma câmara reverberante. Os resultados encontrados foram bastante satisfatórios, o que assegurou a aplicação deste método a uma máquina real. O erro de fase entre os dois canais de medição, ϕ , foi estimado através de um experimento no qual excitou-se um pistão colocado em um tubo com terminação anecóica de 5 cm de diâmetro [1].

2.6 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA PARA O MÉTODO DE INTENSIDADE SONORA.

As medições de intensidade sonora já eram possíveis desde o século XIX, através do uso do cilindro de Rayleigh. Não obstante, este método não possuía aplicação prática [5]. Nos últimos 50 anos, várias investigações foram realizadas através do emprego de dispositivos com dois microfones, com a finalidade de obter-se a intensidade sonora. Em 1932, patenteou-se um destes métodos de medição [5]. Em 1972, com o evento do analisador FFT, tornou-se possível a execução de medições práticas de intensidade sonora. Desenvolvimentos recentes sugerem que as medições de intensidade sonora são rápidas e bastante precisas nas pesquisas de identificações de fontes de ruído em motores [5].

Chung e Fahy [10, 26], desenvolveram teorias para medições de intensidade sonora similares ao método de intensidade de superfície, no qual deduziram as equações para a determinação da intensidade sonora partindo-se do pressuposto de que a intensidade sonora consiste em um fluxo de energia acústica por unidade de área, conforme a equação [4, 14]:

$$I = \frac{W}{S} = \frac{F\mu}{S} = P\mu \quad (2.10)$$

onde:

I = intensidade sonora;

W = potência sonora;

F = força;

S = área;

μ = velocidade partícula;

P = pressão acústica.

Outra maneira de escrever a Equação, 2.10, utilizando-se a denotação de média temporal:

$$I_r = \langle P \mu_r \rangle \quad (2.11)$$

onde:

I_r = intensidade sonora na direção r ;

P = pressão sonora instantânea;

μ_r = velocidade de partícula acústica na direção r ;

$\langle \rangle$ = média temporal.

A potência sonora, W , emitida por uma fonte de ruído, pode ser obtida por meio da integração da componente da intensidade sonora normal, I_n , a qualquer superfície de medição, próxima à superfície de medição [5]:

$$W = \int_S I_n dS \quad (2.12)$$

Entretanto, neste método, a pressão, P , e a velocidade de partícula, μ_r , são determinadas através da utilização de dois microfones, separados um do outro por um espaço de poucos milímetros. A superfície de medição, S , é simplesmente uma superfície imaginária, colocada ao redor da superfície da fonte de ruído. Desse

modo, a pressão é obtida em função da média aritmética dos dois sinais de Pressão Sonora dos microfones, P_1 e P_2 :

$$P \approx (P_1 + P_2)/2 \quad (2.13)$$

E a velocidade da partícula na direção r é obtida em função da diferença finita entre tais pressões [5]:

$$\mu_r = i(P_1 - P_2)/\rho\omega \Delta r \quad (2.14)$$

onde:

i = unidade imaginária;

ρ = densidade do ar (kg/m^3);

Δr = espaçamento entre os dois microfones (mm);

ω = frequência angular (rad/s).

Substituindo as Equações (2.13) e (2.14), na Equação (2.11), conforme Chung [10]:

$$I_r = \text{Im} \left\{ \left(G_{12} \cdot G_{12}^s \right)^{1/2} \right\} / \rho \omega \Delta r |H_1| |H_2| \quad (2.15)$$

onde:

Im denota a parte imaginária, H_1 e H_2 , são os valores de ganho dos microfones 1 e 2, respectivamente, G_{12} é o espectro cruzado entre P_1 e P_2 , G_{12}^s é o espectro cruzado entre P_1 e P_2 sob condições de permuta dos dois microfones (mudança constante de posição dos dois microfones).

Para a obtenção da intensidade sonora de fontes individuais de uma máquina ou equipamento, por exemplo, de áreas $S_1, S_2, \dots, S_i, \dots, S_n$, de intensidade normal a cada área S_i , podem-se efetuar medidas, aplicando-se a Equação (2.15). A potência sonora, W , por sua vez, pode ser calculada através da Equação (2.12) (este método é denominado método direto) [15].

Chung [10], utilizou esta técnica para a determinação da potência sonora de 98 sub-áreas de um motor *diesel*, consumindo um intervalo de tempo de medição de dois minutos para cada sub-área. Constatou-se, então, que tal método consumiu menor tempo para sua completa realização, que a técnica de *lead-wrapping*, sem haver necessidade de uma câmara anecoica ou semi-aneicoica.

Reinhart e Crocker [11], não utilizaram a mesma fórmula fornecida pela Equação (2.15), e sim aquela sugerida por Krishapa [12], a qual é obtida pelo denominado método indireto [5, 14]:

$$I_r = \text{Im} \{ G_{12} \} / \rho \omega \Delta r \quad (2.15)$$

A correção da diferença de fase entre os dois canais de medições do analisador foram feitas por meio da Equação:

$$G_{12} = \overline{G}_{12} T_{12} / |H_2|^2 \quad (2.16)$$

onde:

G_{12} = espectro cruzado verdadeiro entre os sinais dos microfones e é posto em função do valor de medição dos sinais dos microfones: \overline{G}_{12} ;

T_{12} = função de transferência entre os dois canais dos microfones 1 e 2;

$|H_2|$ = ganho do microfone 2.

A diferença de fase existente entre os dois microfones, foi determinada colocando-se dois microfones na extremidade final de um tubo (dois microfones montados na configuração lado-a-lado), o qual foi excitado com uma onda plana de ruído branco, colocando-se na outra extremidade do tubo um alto-falante (o objetivo de tal experimento reside na obtenção da diferença de fase existente entre os dois canais de medição) [5]. A princípio, esta técnica apresenta vantagens sobre a sugerida por Fahy e Chung, uma vez que a comutação foi eliminada. Assim, as medições (após a determinação e gravação da diferença de fase entre os canais de medição no analisador de sinais FFT), podem ser realizadas de forma mais veloz

que a anterior. Desse modo, ao contrário dos demais métodos, as funções de transferências intra-canais, obtidas durante a calibração, podem ser programadas no interior do analisador, ou em um computador, tendo em vista a redução da influência da diferença de fase entre os canais do analisador. Outra vantagem da análise FFT reside no fato de que pode-se monitorar a coerência entre as saídas dos microfones e, dessa maneira, rejeitar resultados não confiáveis, como por exemplo, aqueles contaminados por fluxo de ar excessivo [5].

2.7 OBTENÇÃO DA POTÊNCIA SONORA EM CÂMARA ANECÓICA ATRAVÉS DAS MEDIÇÕES DE PRESSÃO SONORA.

Crocker e Reinhardt [1], realizaram medições de intensidade sonora em um motor *diesel* de 6 cilindros turbinado de 350 HP (260 kW), no regime de 2100 RPM e conectado a um dinamômetro. O motor foi colocado no interior de uma câmara anecóica de 560 m³ (aproximadamente 2 m acima do piso, para que o acesso a todos os componentes do motor fosse possível, tal como o reservatório de óleo). A entrada do filtro de ar foi posicionada a uma distância de 4 m à frente do motor e conectada a um duto isolado com um composto de 25 mm de fibra de vidro e coberto com papel alumínio. O duto de exaustão foi recoberto por um composto de 50 mm de lã de cal e 1,6 mm de folhas de chumbo.

O motor foi instrumentado para o monitoramento dos seguintes parâmetros: velocidades do motor e do turbo, entrada de ar, combustível, empuxo, pressão do óleo, temperatura da água e admissão de ar.

Para as medições de pressão e potência sonora, utilizaram-se microfones de $\frac{1}{2}$ polegada marca B&K, conectados a um analisador de sinais de tempo real,

marca B&K, e um multiplexador, o qual é programável em um analisador HP, modelo 4565A.

Todas as medições de potência sonora foram executadas empregando-se cinco microfones arranjos em intervalos de 36 graus, sobre um semicírculo com arco de 1,73 m de raio, com o centro do arco coincidindo com o centro geométrico do motor. O arco foi rotacionando em intervalos de 60 graus, totalizando 6 vezes e completando, dessa forma, todo o circuito do motor. Obteve-se, assim, um total de 30 medições de níveis de pressão sonora, da qual calculou-se o nível de potência sonora total por meio da Equação (2.3) [1].

2.8 CÁLCULO DE POTÊNCIA SONORA COM A TÉCNICA DE *LEAD WRAPPING*.

Utilizando os mesmos procedimentos descritos no item anterior, Crocker e Reinhart [1] realizaram, no laboratório de Herrick, a determinação da potência sonora, utilizando uma combinação manta de chumbo com espuma para cobrir toda a superfície do motor. Como, neste caso, a câmara é semi-anecóica (e o piso não é tratado acusticamente) optou-se por colocar cunhas de espuma, tendo em vista prevenir as reflexões oriundas do piso e obter um ambiente anecóico. Finalizadas as medições, comparou-se, então, os resultados obtido anteriormente, com os resultados de medições de um motor descoberto (sem cobertura do composto de chumbo com espuma) [5].

Observaram que o método de *lead wrapping*, é bem sucedido na medida em que suprime o nível do ruído em alta frequência. Não obstante, observa-se que, em frequências inferiores a 315 Hz, tal método é ineficaz, chegando a ocasionar amplificação em algumas bandas de frequências. Uma possível causa para tal

amplificação em baixa frequência pode ser resultante do efeito massa-mola do chumbo incluso à parede do motor, bem como da ressonância de ondas estacionárias existentes no intervalo de ar entre a cobertura de chumbo e a parede do motor. A perda de transmissão sonora da combinação de chumbo e espuma, foi estimada em torno de 10 dB ou 17 dB(A), o que pareceu ser independente da potência do motor e das condições de carga [1].

2.9 OBTENÇÃO DA POTÊNCIA SONORA ATRAVÉS DA METODOLOGIA DE VARREDURA

Pesquisadores da General Motors [15], realizaram medições de intensidade sonora objetivando a obtenção de potência sonora, em um motor diesel montado em uma sala de testes da General Motors. O motor não foi acoplado a um dinamômetro, mas foi colocado em uma fundação e operado a uma velocidade 600 RPM, desprovido de carga.

Para a execução desse experimento, o motor foi dividido em 66 regiões, com uma área média de $0,033 \text{ m}^2$. Cada componente do motor foi dividida em uma ou mais regiões denominadas por letras alfabéticas, tal como as regiões A, B da tampa de válvula do motor. O espectro de intensidade sonora foi mensurado pelo método de varredura manual, utilizando-se uma sonda com dois microfones, a uma distância de 15 mm, entre a superfície do motor e a de medição. O espectro da potência sonora de cada sub-região (A, B, entre outras), foi determinado por meio da multiplicação dos valores de intensidade sonora pelas respectivas áreas de cada região do motor. Um simples valor de potência sonora foi obtido, efetuando-se a

integração do espectro de potência sonora na faixa de frequência de 500 Hz a 4000 Hz [15].

O processo de comutação foi utilizado (o qual consiste na repetição das medições de intensidade na mesma região em duas posições diferentes dos microfones), tendo em vista a redução do erro de fase da cadeia de medição. A intensidade sonora foi obtida mediante o emprego de um analisador de Fourier HP, modelo 541C. Para as medições, utilizou-se um bloco de 512 pontos, com uma frequência de amostragem de 20 kHz, o que resultou em uma frequência de Nyquist de 10 kHz, e uma resolução de 39,1 Hz. Os dados foram obtidos utilizando-se um valor de 128 médias para cada comutação e descomutação do sistema configurado. O tempo completo de medição requerido para todas as regiões do motor foi de duas horas [15].

Os resultados das medições podem ser observados na Figura 1, em que os componentes do motor são classificados em função do valor da potência sonora. As maiores fontes de ruído obtidas são, respectivamente: transmissão, filtro de ar, região abaixo do filtro de ar e tampa de válvulas. Estes quatro componentes, juntos, equivalem a 70% do total de potência sonora do motor, que foi encontrado em 465 μW .

Posteriormente, com o objetivo de analisar o sistema de transmissão do motor *diesel*, realizaram o mesmo experimento em um motor a gasolina, lançando mão do mesmo sistema de transmissão do motor *diesel*. A potência sonora irradiada pelo sistema de transmissão, foi de 107 μW [15]. Já a potência sonora irradiada pela transmissão colocada no motor a gasolina, sob as mesmas condições anteriores, não passou de uma pequena fração do valor total de potência sonora, de

$85 \mu W$ [15], do motor a gasolina. O resultado esperado, logicamente, seria que o ruído gerado internamente ao mecanismo de transmissão resultasse no mesmo valor do experimento anterior. É possível concluir, desse modo, que: a causa do alto nível de ruído na transmissão, quando colocada no motor diesel, deve-se à excitação de vibração de outras fontes do motor diesel que excitam tal componente e não pela emissão desse próprio componente de transmissão.

Após conclusão dos experimentos anteriores, decidiu-se investigar o efeito do ruído da bomba injetora sobre o motor diesel. Para tal, retirou-se a cobertura frontal do motor e a bomba injetora foi conectada a um motor elétrico com uma velocidade de rotação de 300 RPM, a qual corresponderia a uma velocidade do motor de 600 RPM. Efetuaram-se, novamente, as medições de intensidade sonora sobre as mesmas superfícies do motor diesel, obtendo-se os resultados apresentados na Figura 2. A bomba injetora contribuiu, aproximadamente, com metade da potência sonora irradiada da superfície abaixo do filtro de ar, aproximadamente $1/3$ da potência sonora da tampa de válvula e pequenas porcentagens oriundas das outras fontes. Somente com a bomba injetora funcionando, a potência sonora total do motor foi de $91 \mu W$ (aproximadamente 20% da potência sonora total do motor funcionando normalmente tal como no experimento anterior) [15].

2.10 VERIFICAÇÃO DA VARIAÇÃO TEMPORAL EM PONTOS DE MEDIÇÕES EM UM MOTOR DIESEL.

Para a obtenção de um bom conhecimento acerca das propriedades da intensidade sonora em alguns pontos da superfície de medições de um motor em análise, J. Y. Chung, J. Pope e D. A. Feldmaier [2], realizaram um estudo de monitoramento da variação da intensidade sonora com o tempo (em um motor diesel V-8 de aspiração natural no regime de 540 N.m e 1500 RPM).

A intensidade sonora (método dos dois microfones), foi medida próximo à superfície do motor, com a finalidade de obter-se um monitoramento deste parâmetro em função do tempo. Para a obtenção destas medições, a sonda de intensidade sonora foi montada sobre um tripé e orientada, com o objetivo de obter a componente normal da intensidade, em relação à superfície de medição do motor a uma distância de aproximadamente 20 mm.

A Figura 3 mostra os resultados destas investigações em cinco pontos de medições de dois componentes diferentes do motor: reservatório de óleo e lado esquerdo do bloco do motor. A partir da análise do gráfico, observa-se que o ponto 1 sobre o reservatório de óleo, bem como os dois pontos sobre o lado esquerdo do bloco do motor, apresentam uma pequena variação com o tempo. Entretanto, os outros dois pontos sobre o reservatório de óleo, apresentam uma variação significativa com o tempo. Observou-se que no ponto 2 do reservatório de óleo a intensidade sonora sofre um decréscimo de 4 dB(A), em um intervalo de tempo de 6 horas.

Pode-se abstrair, em função dos resultados apresentados anteriormente, que o reservatório de óleo emite uma potência sonora menor em função do tempo;

entretanto, tais pontos de medição foram escolhidos por apresentarem localizações de intensa irradiação sonora. As medições de intensidade efetuadas através de média espacial (ver item seguinte), sugere que a radiação dos valores dos pontos de medições, em um campo próximo, oscilam com o tempo, da seguinte forma: quando uma região de alto valor de intensidade sonora torna-se fraca (baixo valor), uma outra região, contrariamente, torna-se bastante intensa, ao longo de um determinado período de tempo (isso ocorre em função da troca de energia entre estes componentes).

Para finalizar, é importante salientar que efetuou-se, também, o monitoramento do nível de pressão sonora simultaneamente com nível de intensidade sonora e constatou-se que, em todos os pontos nos quais o nível de pressão sonora variou com o tempo, o nível de intensidade também variou. Contudo, houve ocasiões em que o nível de pressão sonora e o de intensidade apresentaram comportamentos independentes um do outro [2].

2.11 VARIAÇÃO ESPACIAL DO NÍVEL DE INTENSIDADE E PRESSÃO SONORA COM A VARIAÇÃO DA DISTÂNCIA DE MEDIÇÃO.

Chung, Pope e Feldmaier [2], deram continuidade ao experimento referente aos mesmos componentes anteriores, reservatório de óleo e lado esquerdo do motor, com o objetivo de investigar o comportamento do erro sistemático existente em função da dependência da variação temporal dos valores da intensidade sonora em função da variação da distância do ponto de medição (movimento da onda de Intensidade Sonora em sentido oposto ao da superfície de medição).

Os resultados obtidos são apresentados na Figura 4, na qual pode-se observar que, sobre o lado esquerdo do bloco do motor, ambos os níveis de intensidade e pressão sonora decrescem com o acréscimo da distância da sonda em relação à superfície de medição (como poderia esperar-se para uma simples fonte sonora). Entretanto, sobre o reservatório de óleo, o nível de pressão sonora decresce com o aumento da distância da sonda em relação à superfície de medição. O nível de intensidade sonora, todavia, ampliou-se com o aumento da distância da sonda em relação à superfície de medição. Presumivelmente, o aumento do nível da intensidade sonora com o aumento da distância pode ser explicado através da combinação de dois fenômenos: no instante em que se movimenta a sonda para fora da superfície de medição (aumento da distância da sonda em relação à superfície de medição), ocorre uma divergência da onda sonora, o que ocasiona uma redução no nível de intensidade sonora. Não obstante, de forma concomitante, a sonda de intensidade sonora torna-se mais sensível à incidência da intensidade sonora de outras regiões próximas da superfície de medição, por ser uma grandeza vetorial.

2.12 VERIFICAÇÃO DA PRECISÃO DA TÉCNICA DE MÉDIA ESPACIAL.

Para verificação da técnica da média espacial, realizou-se um experimento em 6 pontos sobre o bloco do motor [2], em que efetuaram-se medições do nível de intensidade sonora e nível de pressão sonora. Inicialmente, efetuaram-se as medições nestas seis posições, individualmente, separadas por um espaço de 13 mm uma da outra (medições ponto-a-ponto) e posteriormente, empregou-se a técnica de varredura (técnica da média espacial) sobre as mesmas áreas.

Verifica-se, através da análise da Tabela 1, os resultados apresentados asseguram a confiabilidade da técnica de média espacial e temporal. Os dois valores dos níveis de pressão sonora encontrados são exatamente iguais, qual seja, 105,6 dB(A); e os valores dos níveis de intensidade sonora, por sua vez, apresentaram uma pequena diferença de 0,1 dB(A). No método ponto-a-ponto, o nível de intensidade sonora foi de 92,4 dB(A), e no de varredura, de 92,5 dB(A), observando-se a excelente concordância entre os dois métodos). Dessa maneira, a utilização da técnica de média espacial é bastante confiável, além de ser um método mais veloz que as medições ponto-a-ponto [2].

2.13 CONCLUSÃO

Quanto aos métodos aqui apresentados para determinação da potência sonora e intensidade sonora, todos podem ser utilizados. Todavia, para a escolha do método a ser empregado, devem-se considerar os seguintes fatores: precisão, custo, tempo, se a análise visa a obter o nível global de ruído ou a identificação de fontes individuais de ruído, bem como o ambiente disponível para o método escolhido.

Outra conclusão importante diz respeito às variações que cada método apresenta, tais como: precisão em baixas frequências, variações temporais e espaciais dos pontos de medição.

No trabalho foi utilizada a técnica de intensidade sonora, pois as medições serão realizadas no laboratório de motores da Petrobras. E, como o ambiente acústico desse laboratório não pode ser considerado reverberante ou anecóico e como estar-se interessado, também, na identificação das fontes de ruído do motor

que utilizaremos, a técnica de intensidade sonora será a mais adequada para os experimentos a serem realizados objetivando a obtenção do ruído de combustão usando diferentes tipos de combustíveis de competição.

3 - LEVANTAMENTO DOS PARÂMETROS

DAS PRINCIPAIS FONTES DE RUÍDO EM MOTORES

3.1 INTRODUÇÃO

O objetivo do presente Capítulo consiste em proporcionar uma visão geral acerca das fontes de geração de ruído existentes em motores automotivos - ruídos mecânicos e de combustão - para que o objetivo programado, qual seja, a obtenção e a classificação da intensidade sonora e da potência sonora do ruído de combustão de um motor ciclo Otto, mediante a utilização de diferentes tipos de combustíveis de competição, seja compreendido com maior facilidade.

Cada item deste capítulo tem por finalidade o fornecimento dos conceitos básicos para a compreensão satisfatória dos mecanismos de geração de ruído existentes em motores automotivos e, dessa forma, a concordância dos experimentos e análises dos resultados.

3.2 PRINCIPAIS FONTES DE RUÍDO EM MOTORES.

As fontes de ruídos existentes nos motores podem ser classificadas em duas categorias distintas. A primeira delas, considera todos os componentes externos dos motores como fontes individuais de geração de ruído, que irradiam a energia sonora diretamente para o meio ambiente - sem a ocorrência de troca de energia com outros componentes. Estas fontes individuais - reservatório de óleo, girabrequim, tampa da válvula, entre outros - podem ser classificadas em função do nível de ruído emitido em comparação ao nível global de ruído do motor.

A segunda maneira considera os diferentes processos de geração de ruído entre as fontes e como este ruído é transmitido através das estruturas - vias de propagação [16].

Devido à complexidade funcional e estrutural do mecanismo de geração de ruído em um motor de combustão interna, a transferência de energia e a irradiação do ruído de toda a superfície do motor também representam um processo altamente complexo. Na Figura 5, está esquematizado, para melhor compreensão, a dinâmica de geração de ruído - um processo típico de geração de ruído de um motor automotivo. Tipicamente, os ruídos de motores podem ser divididos em dois diferentes tipos: de combustão e mecânico. O ruído de combustão representa a parcela do ruído irradiado do motor originado pela variação brusca da pressão dos gases no interior da câmara de combustão. Não obstante, a contribuição de todas as outras fontes do motor são consideradas ruído mecânico. Desta maneira, o ruído do motor (RMT), consiste na soma das parcelas do ruído de combustão (RC), adicionada da parcela do ruído mecânico (RM) [16]:

$$RMT = RC + RM \quad (3.1)$$

Pode-se escrever esta Equação em termos do nível global do ruído do motor: L_{RMT} . Então, a Equação (3.1) torna-se:

$$L_{RMT} = 10 \log \left(10^{L_{RC}/10} + 10^{L_{RM}/10} \right) \quad (3.2)$$

onde:

L_{RC} = nível do ruído total de combustão do motor;

L_{RM} = nível de ruído mecânico total do motor.

Desse modo, a Equação (3.2), fornece uma maneira prática para a separação do ruído de combustão do ruído mecânico, admitindo-se que o ruído mecânico é mantido constante. Assim, se a Equação (3.2) for plotada na forma apresentada na Figura 6, na qual o nível de ruído mecânico total é considerado constante; considerou-se o nível de ruído mecânico, L_{RM} , igual a 80 dB(A) [16]. Analisando-se a Figura 6, conclui-se que o nível de ruído total do motor pode ser determinado em função do nível de ruído total de combustão, $L_{RMT} = f(L_{RC})$, através das medições do nível de ruído total de combustão do motor. Então, com a Equação (3.2), conforme condições impostas acima, pode-se obter o nível de ruído do motor total, L_{RMT} . Todavia, haverá necessidade de se conhecer o ruído de combustão obtido, por exemplo, através do espectro da pressão no interior do cilindro ou através de uma curva típica de atenuação em decibel da estrutura do motor, conforme Figura 7 (atenuação em decibel = nível de pressão na parte interna do cilindro - nível de pressão sonora da estrutura do motor em bandas de 1/3 oitava) [19].

A obtenção da curva, $L_{RMT} = f(L_{RC})$, pode ser aproximada por inúmeros resultados obtidos em testes, em que o ruído de combustão se altera sem uma mudança significativa do ruído mecânico. Em um motor automotivo, por exemplo, o ruído de combustão pode mudar de acordo com as variações dos seguintes parâmetros: temperatura da entrada de ar, tempo de injeção do

combustível, bem como do valor da octanagem, entre outros. Particularmente, quando há um decréscimo da qualidade de combustão, a alteração de tais parâmetros devem ser cuidadosamente manipuladas, tendo em vista a manutenção do ruído mecânico em níveis negligenciáveis [16].

3.3 CONSIDERAÇÕES GERAIS DO MECANISMO DE GERAÇÃO DE RUÍDO EM MOTORES AUTOMOTIVOS.

Para a discussão que será desenvolvida a seguir, a Figura 8, apresenta uma modelagem simplificada de um motor automotivo, em que foram desconsiderados os mecanismos de transmissão e componentes (sistemas de injeção, bomba de óleo e água, entre outros), os quais não contribuem expressivamente na obtenção do nível de ruído global do motor. Assim, efetuando-se um corte longitudinal imaginário, em tal motor, objetivando a visualização dos seguintes componentes: pistão, cilindro, biela e mancal girabrequim. A modelagem do motor pode ser considerada como sendo composta por dois elementos estruturais básicos [18]:

- 1) Excitação interna da estrutura: conexão dos sistemas: pistão-biela e biela-girabrequim.
- 2) Excitação da estrutura via transmissão pelo bloco do cilindro.

A excitação interna da estrutura (1), é mecanicamente separada da excitação estrutural (2), pela existência de folgas entre os sistemas pistão-cilindro e biela-girabrequim. Adicionalmente, a Figura 8 está ilustrando as principais forças de

excitação responsáveis pela geração do processo de vibração e ruído. A parte inferior da modelagem representa as folgas existentes no mancal do girabrequim, bem como os efeitos das forças reversíveis e unidirecionais. O girabrequim e o pistão se encontram representados por duas massas unidas por molas (sistema de modelagem massa-mola).

Através de tal sistema de modelagem, conforme dito anteriormente, é possível observar a ação das duas forças maiores, atuantes na estrutura do motor, as quais são responsáveis pela vibração da estrutura do motor e pela geração de ruído irradiado. Estas forças são usualmente denominadas por: força unidirecional – que são compostas pela força dos gases (P_g) mais as forças inerciais (P_i) – e a força reversível (F): sendo esta as forças transversais que atuam entre o pistão e o cilindro.

Com efeito, pode-se inferir que testes realizados em motores automotivos têm demonstrado que o processo de transferência de energia resultante da combustão e mecanismo interno (conjunto de forças inerciais), transferem a maior quantidade de energia para a estrutura do motor através da conexão da biela e do sistema do girabrequim, e não através do cabeçote ou da parede do cilindro. Logo, sabendo-se de tal característica, podem-se efetuar estudos mais minuciosos do caminho da propagação das maiores quantidades de energia existentes nos motores [18, 19, 20, 21].

3.3.1 RUÍDO INDUZIDO POR COMBUSTÃO/FORÇAS DE EXCITAÇÃO UNIDIRECIONAL.

As forças unidirecionais ($P_g + P_i$), Figura 8, possuem importância somente na vizinhança do ponto morto superior (PMS), final do período de compressão, no qual ocorre um aumento violento da pressão e, conseqüentemente, a combustão. As folgas nas direções verticais da massa equivalente do pistão, conectado à biela e girabrequim, são excitadas por tais forças, ocasionando uma vibração linear no sistema. Assim sendo, durante esse período, a força não mudará sua direção e qualquer vibração apreciável somente poderá ser produzida caso haja uma rápida mudança na magnitude das forças [18].

Conforme pode-se observar a partir da Figura 9, a rápida mudança na magnitude da força produzida no interior do cilindro do motor, no tempo de combustão, pode ser definida como ruído induzido de combustão. Desse modo, a força dos gases (P_g), excita a parte superior da estrutura do motor (cabeçote), enquanto que a parte inferior da estrutura é excitada pela combinação das forças de gases e das forças inerciais ($P_g + P_i$).

Investigações demonstraram que em tal período (próximo ao ponto morto superior), a estrutura do motor é similar a um sistema linear simples de um grau de liberdade, modelado por um sistema massa e mola equivalente, através da Equação [18]:

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = P(t) \quad (3.4)$$

onde:

M = massa equivalente;

C = coeficiente de amortecimento viscoso;

K = rigidez;

\ddot{x} = aceleração;

\dot{x} = velocidade;

x = deslocamento;

$P(t)$ = força de excitação.

3.3.2 RUÍDO MECÂNICO INDUZIDO/ FORÇA DE EXCITAÇÃO REVERSÍVEL.

As forças reversíveis (F), as quais mudam de direção (durante o ciclo de combustão), são produzidas pelo mecanismo da manivela do motor, associado às forças de inércia, conforme ilustrado na Figura 10. Embora tais forças se alterem em magnitude, a taxa de mudança é muito baixa para introduzir qualquer apreciável amplitude de vibração à rigidez estrutural do motor. Tais forças, não obstante, aceleram vários elementos da estrutura interna, através das folgas existentes entre os componentes e acabam ocasionando impactos, os quais, efetivamente, induzem à vibração estrutural do motor. A Figura 10, mostra os princípios básicos do mecanismo de geração de ruído induzido. Tendo em vista a análise deste mecanismo, toma-se uma Equação que baseia-se no fato de que o movimento reversível é governado pela taxa de variação da aceleração, fornecida pela Equação [18]:

$$M \ddot{x} = dF/dt = \text{const} \quad (3.5)$$

Ou seja, a taxa de variação instantânea da força com relação ao tempo, dF/dt , é aproximadamente constante, durante a movimentação desta através das folgas existentes.

A componente rotacional (taxa de variação instantânea do ângulo com relação ao tempo), possuirá uma Equação similar, exceto pelo aspecto de que ela é representada pelo termo da aceleração angular, $\ddot{\theta}$, enquanto que o momento de inércia, J , [18]:

$$J \ddot{\theta} = dT/dt = \text{const} \quad (3.6)$$

O resultado da aceleração dos componentes internos que movem-se através das folgas produz grandes impactos. Assim, a energia cinética liberada pela estrutura, na forma de um carregamento instantâneo, dependerá do tempo necessário para que o componente mova-se através das folgas. Uma vez conferida, a contínua aplicação das mudanças das forças produzirá excitações na estrutura. Sendo assim, a existência de óleo lubrificante nas folgas fará surgir grandes pulsos hidráulicos em função do movimento dos componentes analisados [18].

3.4 RELAÇÃO ENTRE RUÍDO E PARÂMETROS OPERACIONAIS.

A despeito das numerosas forças de excitação que, simultaneamente, excitam a estrutura do motor, algumas soluções simplificadas podem ser utilizadas para ajudar na solução dos problemas existentes. Por exemplo, sabe-se que as forças de gases resultantes da combustão tendem a constituir a força de excitação por excelência em diversos tipos de motores. Dessa maneira, as relações características entre as forças de gases e ruído emitidos podem ser utilizadas para o estabelecimento de um modelo básico para a identificação dos defeitos fundamentais em projetos de motores e parâmetros operacionais. Os três parâmetros básicos de um motor a serem considerados são [18]:

- 1) Velocidade;
- 2) Tamanho do motor;
- 3) Carga.

3.4.1 RELAÇÃO ENTRE VELOCIDADE DE ROTAÇÃO E RUÍDO EMITIDO DE MOTORES A COMBUSTÃO.

Numerosas investigações realizadas em uma ampla variedade de máquinas que possuem alta rigidez estrutural ($\frac{\omega_{exc}}{\omega_{nat}} = 0,01$ a $0,2$), revelaram que o fator determinante do maior acréscimo do ruído com a velocidade de rotação do motor, parâmetro operacional, é decorrente da forma da força de excitação [19].

Alguns dos resultados de tais medições são apresentados na Figura 11. Para um motor diesel, (Figura 11(a)), observa-se um aumento de ruído de 30 dB

para cada década da velocidade de rotação (a qual equivale a uma inclinação de 30 dB por década do espectro da força). Assim, a intensidade, I , do ruído é proporcional ao cubo da velocidade de rotação:

$$I \propto N^3 \quad (3.7)$$

onde:

N = velocidade angular do motor (RPM)

Em um motor ciclo Otto, Figura 11(b), o aumento de pressão no interior da câmara deve-se à propagação gradual da chama de combustão, começando em um único ponto e propagando-se, gradualmente, até acarretar um aumento da pressão bastante alto no interior da câmara de combustão, resultando em um espectro de força mais agressivo. Então, este espectro de força, possui uma grande inclinação de 50 dB/década, ocasionando, dessa maneira, um aumento de 50 dB no nível de ruído para cada década da velocidade de rotação. Desta maneira, a intensidade, I , será proporcional à velocidade elevada à quinta potência [19]:

$$I \propto N^5 \quad (3.8)$$

onde:

N = velocidade angular do motor (RPM)

Para concluir, pode-se precisar que as características das forças (formato do espectro da força de excitação) determinarão a taxa de aumento do ruído com a velocidade de rotação do motor. Como exemplo, pode-se citar um motor diesel com aspiração natural, que apresenta um aumento de 30 dB no espectro da força para cada acréscimo de 10 vezes da velocidade de rotação do motor [18, 19].

3.4.2 INFLUÊNCIA DO TAMANHO DO MOTOR.

Medições realizadas em um grande número de motores demonstraram que o aumento do ruído em função do tamanho do motor é consideravelmente menor, em comparação com a variação da velocidade. Aumentando o tamanho do motor em 10 vezes, haverá um aumento de ruído de 17 dB(A) no nível global [18]. Investigações mais minuciosas indicam que o nível de vibração das superfícies dos motores se dão em consequência do aumento do tamanho das superfícies dos motores. Dessa forma, o aumento da emissão de ruído em função do tamanho do motor ocorre simplesmente devido à grande irradiação da área da superfície, conforme pode-se observar na Equação abaixo [18, 19]:

$$\omega_{rad(f)} = \rho c S \sigma_{rad} \langle \mu^2 \rangle \quad (3.9)$$

onde:

ρ = densidade do ar;

c = velocidade do som no ar;

σ_{rad} = eficiência de irradiação;

S = área de irradiação

μ = velocidade de partícula;

$\langle \rangle$ = média espacial.

Entretanto, na prática, tal Equação não é amplamente utilizada, em virtude da falta de conhecimento acerca do valor mais adequado da eficiência de irradiação da superfície em análise.

3.4.3 EFEITOS DA VARIAÇÃO DA CARGA.

Geralmente, mudanças na carga produzirão mudança no diagrama de força-tempo. Entretanto, tais mudanças não irão necessariamente aumentar as propriedades de excitação das forças atuantes: existem muitos casos em que as propriedades das forças de excitação são reduzidas com o aumento da carga.

Em motores diesel, o ruído é primeiramente produzido pelo rápido aumento da pressão no interior do cilindro (este aumento inicial é um tanto quanto independente da quantidade de fluido injetado). Ou seja, este aumento inicial da pressão se dá em decorrência das primeiras quantidades de queimas do combustível injetado no interior da câmara de combustão. Assim sendo, será um

tanto quanto independente, também, da carga [19]. Entretanto, a maior diferença entre o diagrama de pressão com a carga consiste na última parte do diagrama de pressão, durante o percurso de expansão, em que a pressão é bastante reduzida. Durante tal percurso, uma quantidade considerável do atual trabalho já foi realizado (tempo motor); assim, o seu efeito sobre o ruído é negligenciáveis [19].

Já, nos motores ciclo Otto, observa-se, que a carga é reduzida pelo estrangulamento da entrada de ar; deste modo, reduz-se consideravelmente a pressão no interior do cilindro. Entretanto, nesses motores, o aumento de ruído devido à carga é bastante apreciável.

É possível, ainda, acrescentar que pode não haver necessariamente aumento de ruído com o aumento da carga. Porém, em determinadas circunstâncias, é possível que haja redução de ruído com redução da carga aplicada ao motor. Esta contradição estabelecida pode ser explicada analisando-se o caso de um motor a gasolina. Neste exemplo, existe redução do ruído com a redução da carga; entretanto, para que isto ocorra, paga-se a penalidade da redução da eficiência do motor. Seria mais econômico manter-se o nível de pressão por meio da manutenção de parte da carga aplicada, mediante o emprego de uma taxa de compressão variável e, da mesma maneira, o nível de ruído [19].

3.5 DIFERENÇA ENTRE O ESPECTRO DO NPS PARA MOTORES A GASOLINA/DIESEL.

Priede [20] observou, em seus experimentos, que as faixas de frequências nas quais existiam amplos picos discretos da resposta estrutural dos motores diesel e os de ciclo Otto, que são respectivamente: 800 Hz a 2000 Hz e 400 Hz a 600 Hz.

Esta diferença de faixa de valores é estabelecida pela diferença existente entre os dois processos de combustão que ocorrem nesses diferentes tipos de motores. Nos motores ciclo Otto, o processo de combustão inicia-se por meio de uma inflamação, ocasionada pela faísca da vela, que propaga-se gradualmente até a queima completa de todo o combustível existente na câmara. Assim, haverá um sutil acréscimo da pressão no interior do cilindro (não tão brusco quanto nos motores diesel). Nos motores diesel, por outro lado, a ignição é espontânea e um apreciável volume de ar e combustível são queimados rapidamente. Deste modo, nos motores diesel, o processo de combustão é mais violento, o que acarretará uma faixa de excitação diferente (diferente forma do espectro da pressão dentro do cilindro). Desse modo, a diferença característica do ruído do motor diesel e à gasolina não ocorre em decorrência de qualquer diferença estrutural entre os dois motores, mas exclusivamente em função da diferença de excitação da pressão no interior do cilindro [20].

3.6 NÍVEL DE PRESSÃO CRÍTICA DENTRO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO E CURVA DE ATENUAÇÃO.

Para um considerável entendimento da relação existente entre a pressão no interior do cilindro e a emissão de ruído de combustão, faz-se sumamente relevante a definição do nível de pressão crítica da câmara de combustão. Para tal definição, Priede [20], realizou experimentos em um motor automotivo de 2 litros a uma rotação de 2000 RPM, com variação da carga. A avaliação dos resultados deste experimento, só foi possível através da análise da diferença de emissão do ruído do motor (nível de pressão sonora (NPS)), em comparação ao nível de pressão no

interior do cilindro. A partir da análise dos resultados, extraíram-se as seguintes conclusões [20]:

1) No regime normal de funcionamento, o nível de pressão no interior do cilindro foi bastante reduzido (o que pode ser constatado pelo mais baixo nível de pressão sonora obtido do espectro);

2) Para cada aumento do nível de pressão, no interior do cilindro, de 10 dB ou mais, o ruído é gradualmente aumentado de 2 a 3 dB;

3) Quando o nível do ruído de combustão alcançou o nível de ruído mecânico, obteve-se o nível de pressão crítica deste motor (que representa o ponto em que o aumento do nível de pressão sonora (NPS) é diretamente proporcional ao nível de pressão no interior do cilindro;

4) para níveis de pressão dentro do cilindro abaixo do valor crítico, seja aumento ou redução, os efeitos serão negligenciáveis sobre o nível de ruído.

Uma vez que o nível de pressão no interior do cilindro encontra-se acima do nível crítico, o nível de ruído emitido será proporcional à pressão no interior do cilindro. Assim, conhecendo-se tal propriedade, será possível a definição de outras propriedades de carácter vibracional e radiacional da emissão de ruído da estrutura de um motor pela Equação [20]:

atenuação em [dB] = (nível de pressão dentro do cilindro) – (o nível de pressão sonora da estrutura do motor).

A atenuação pode ser apresentada por uma simples curva cobrindo toda a faixa de frequência de áudio, a qual independe das condições de operação do motor (velocidade de rotação e carga).

Deste experimento, constatou-se que a atenuação é bastante alta em baixas frequências, possuindo uma declividade de aproximadamente 50 dB/década, até a frequência de aproximadamente 1000 Hz. Acima de tal valor, a taxa de declividade é consideravelmente menor (aproximadamente 10 dB/década). As altas atenuações, em baixas frequências, ocorrem particularmente devido à alta rigidez da estrutura do motor.

Em altas frequências (acima de 1000 HZ), o ruído ocorre devido à ressonância das superfícies e componentes do motor, tais como: bloco do motor (resultante das transmissões de forças devido a pressão no cilindro) e girabrequim. Assim, ao excitarem-se certos componentes do motor através dos impactos decorrentes do mecanismo de transmissão e forças inerciais, haverá ressonâncias em decorrência do fato de as frequências naturais dos diversos componentes existentes no motor serem excitados pelas harmônicas dos vários processos de geração de vibrações [20].

3.7 CONCLUSÃO

Todos os itens apresentados no presente capítulo têm por finalidade o fornecimento de ferramentas básicas para auxiliar nas análises e discussões dos resultados das medições de intensidade sonora específica ao ruído de combustão em um motor ciclo Otto. Cada tópico abordado, foi escolhido tendo em vista o conhecimento dos conceitos básicos, quais sejam: ruído de combustão, ruído

mecânico, parâmetros operacionais, bem como as correlações existentes entre estes e o ruído emitido.

É possível concluir que o estudo de ruído em motores é extremamente complexo e que um resultado satisfatório de uma medição de ruído total para análise do ruído mecânico ou de combustão de motores automotivos dependerá de sólidos conhecimentos por parte do responsável pelas medições: conhecer ampla e profundamente os pontos de funcionamento (regimes de rotações, cargas, entre outros) favoráveis para a análise e coerência dos resultados.

4 - INDICADORES DE CAMPO

4.1 INTRODUÇÃO

O propósito do presente capítulo consiste em fornecer uma descrição e uma discussão acerca dos indicadores de campo que têm sido descritos pela literatura corrente relacionadas às medições de intensidade sonora. Os indicadores de campo aqui descritos, reportam-se àqueles relacionados à precisão dos pontos de medição, do campo acústico e da qualificação dos instrumentais utilizados para determinação da potência sonora através da determinação da intensidade sonora, bem como aos indicadores, cujo principal objetivo consiste em auxiliar na interpretação do campo sonoro.

4.2 INDICADOR DE CAMPO LOCAL.

O mais conhecido indicador, inequivocamente, é o indicador pressão-intensidade (ou simplesmente indicador *p-i index*), definido como a diferença existente entre os níveis de pressão sonora e o módulo da intensidade sonora, no ponto de medição considerado (o valor absoluto da intensidade é utilizado, uma vez que esta pode ser tanto positiva quanto negativa, dependendo de sua direção em relação ao sentido positivo selecionado), sendo fornecido pela seguinte expressão [25, 26]:

$$\delta_{p|i|} = L_p - L_{|i|} \quad (4.1)$$

onde: L_p e $L_{|I|}$ indicam, respectivamente, o nível de pressão sonora e o nível de intensidade sonora obtidas no ponto de medição.

Este indicador encontra-se associado com a precisão da medição no ponto de medição considerado, ou seja, ele nada mais é que um indicador local associado ao campo acústico do ponto de medição (considerando-se uma particular posição e orientação do campo sonoro) [25].

Analisando-se esse indicador em um campo livre, no qual exista uma onda plana progressiva propagando-se livremente e, não considerando-se uma possível diferença de fase da cadeia de medição (transdutores, cabos e analisadores), a diferença esperada, diante de tais considerações, entre os níveis de pressão sonora e intensidade é praticamente equivalente ao valor de 0,16 dB [4, 27] (esta diferença varia com a impedância do ar, conforme dedução apresentada no Apêndice A).

Desse modo, a diferença, de 0,16 dB, pode ser considerada como uma idealização teórica a ser tomada como referência, ao efetuarem-se as medições de tal indicador em um campo sonoro real. Nesse campo, quanto menor for a diferença entre os níveis de pressão sonora e intensidade sonora, melhor será o campo sonoro em análise (valores satisfatórios devem ser inferiores a 5,0 dB para a precisão recomendada, em que consideramos um bom ambiente sonoro [4, 27], a qual assegura a precisão nas medições de intensidade sonora.

A análise deste, por sua vez, em um campo sonoro real, com os devidos equipamentos para medições, quantifica o ângulo de fase total existente na cadeia de medição, adicionado do que representa a soma dos ângulos de fase

dos dois sinais de pressão sonora da medição, mais o ângulo de fase inerente à cadeia de medição¹ [28, 29].

Desse modo, esse indicador apresentará valores desfavoráveis, os quais estarão presentes nas seguintes situações práticas [25]:

- 1) Valor pequeno da intensidade sonora em uma particular posição e orientação da sonda de intensidade sonora no campo acústico;
- 2) Pressão sonora e velocidade de partícula em quadratura (defasagem de 90 graus entre esses dois parâmetros);
- 3) Em presença de campo próximo no qual existe somente energia reativa;
- 4) Baixo valor do nível de intensidade sonora, em função da existência de fortes reflexões ou um valor efetivamente inexpressivo de intensidade sonora neste local;
- 5) Em presença de fontes fortes de ruídos externos e direcionais.

É possível concluir que tal indicador irá avaliar a precisão da medição de um ponto genérico de medição, em que uma ou mais variáveis, acima citadas, poderão estar contidas. Dessa forma, será fornecido um valor que poderá ser

¹ Para melhor compreensão, ver Apêndice A.

comparado a um valor padrão de referência, tal qual aquele existente em um campo livre em que se propaga uma onda plana e não se considera a diferença de fase da cadeia de medição, o que, logicamente, seria o caso ideal (a diferença entre o nível de pressão sonora e intensidade sonora, $L_p - L_{|I|}$, possuiria o valor de 0,16 dB para $\rho_c = 415 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$) [4].

4.3 INDICADOR PRESSÃO-INTENSIDADE GLOBAL DE FONTES EXTERNAS.

O indicador pressão-intensidade, $\delta_{p|I|}$, consiste em um indicador local associado a uma posição e orientação particulares da onda no campo acústico em análise. Tal indicador fornece apenas os valores individuais para cada ponto de medição, tendo em vista que sua finalidade consiste em refletir o casamento de fase de toda a cadeia de medição do sistema, não fornecendo uma idéia geral do comportamento do campo acústico sobre toda a superfície de medição, tal qual o indicador que será aqui tratado, δ_{pI} , definido por [25]:

$$\delta_{pI} = \overline{L_p} - \overline{L_I} \quad (4.2)$$

onde: $\overline{L_p}$ e $\overline{L_I}$, indicam, respectivamente, a média quadrática temporal do nível de pressão sonora e a média quadrática de intensidade sonora medidas sobre toda a superfície de medição considerada. Ou, simplesmente, a média quadrática de todos os pontos discretos da superfície de medição (tal indicador global é

determinado pelo método de varredura citado na norma ISO 9614-2 (denominado F_3) [25, 28].

Analisando a equação (4.2), podem ser extraídas as seguintes conclusões de ordem prática [25]:

1) Se os pontos de medições representam áreas com as mesmas dimensões, a quantidade $\overline{L_I}$ será proporcional à potência sonora da superfície de medição (o nível total da potência sonora pode ser calculado, tendo-se $\overline{L_I}$ e a área total da superfície, s , pela seguinte expressão [27], $L_W = \overline{L_I} + 10 \log s$ e esta não é afetada pelo ruído de fundo de outras fontes exteriores à superfície de medição, caso seja invariante com o tempo;

2) Tendo em vista que o ruído de fundo aumenta, o valor de $\overline{L_p}$, por ser uma grandeza escalar, os valores a serem somados não dependem da direção de incidência, conforme ocorre com as grandezas vetoriais. Logicamente, um expressivo valor de δ_{PI} poderá constituir um indicador de fontes externas e, conseqüentemente, esta quantidade será empregada como indicador de ruído externo.

Outro aspecto deveras interessante deste indicador, é concernente à intensidade negativa em alguns pontos genéricos em que a projeção do vetor intensidade encontra-se na direção normal à superfície de medição, pois neste caso, não se considera o valor absoluto da intensidade sonora, como no indicador

anterior, $\delta_{p|I|}$: pode ocorrer quando houver uma presença grande do ruído de fundo de outras fontes próximas em relação à fonte de medição. É importante salientar, que este mesmo resultado será obtido na presença de campo sonoro próximo a uma fonte de ruído, no qual haja somente energia potencial da tensão elástica (energia reativa) [25].

A grande relevância do indicador δ_{PI} , entretanto, se deve ao fato de este refletir a influência do casamento de fase de toda superfície de medição, da mesma maneira que $\delta_{p|I|}$, reflete a influência do casamento de fase em um ponto de medição genérico [25].

4.4 INDICADOR PRESSÃO-INTENSIDADE GLOBAL DA SUPERFÍCIE DE MEDIÇÃO.

Um indicador global relacionado com a superfície de medição é definido segundo a equação [25]:

$$\delta_{p|I|} = \overline{L_p} - \overline{L_{|I|}} \quad (4.3)$$

onde: $\overline{L_p}$ e $\overline{L_{|I|}}$ indicam, respectivamente, a média quadrática temporal do nível de pressão sonora e do módulo de intensidade sonora medidos sobre toda a superfície de medição considerada.

Este indicador fornece um valor médio das medições locais do indicador pressão-intensidade local, $\delta_{P|I|}$. Entretanto, conforme poderia prever-se, tal indicador não possui uma relação direta com o indicador local, $\delta_{P|I|}$, ou seja, um baixo valor do indicador local, $\delta_{P|I|}$, indicará que os erros locais devem-se ao fato da diferença de fase da cadeia de medição ser moderada. Contudo, o erro total poderá ser apreciável em circunstâncias desfavoráveis (não uniformidade do campo acústico). Esse aparente paradoxo pode ser explicado da seguinte forma: admitindo-se que o indicador global, $\delta_{P|I|_g}$, seja pequeno, os valores locais dos indicadores $\delta_{P|I|}$, poderão, provavelmente, ser pequenos em todas as posições de medições. Todavia, pode ocorrer que em determinados pontos de medição, alguns valores locais sejam moderados, enquanto que outros não o sejam; e este constituirá o caso em que existem grandes valores de intensidade negativa. Obviamente, em condições favoráveis de medição não haverá diferença entre os dois indicadores.

Do exposto acima, podem ser extraídas as seguintes conclusões: se na determinação da potência sonora, algumas das componentes normais da intensidade vetorial apresentarem um valor pequeno, poderia-se assumir que o nível global de potência sonora resulta em um valor desfavorável, igualmente pequeno. No entanto, uma vez que o indicador global de superfície resulte em valores satisfatórios nas bandas da faixa de frequência em análise, a precisão no cálculo do nível de potência sonora global apresentará uma precisão satisfatória (independente do resultado de alguns valores do indicador global, tendo em vista que ele reflete o casamento de fase de todo o sistema de medição) [25].

4.5 INDICADOR DE COMPLEXIDADE DO CAMPO ACÚSTICO.

Definidos os dois últimos indicadores, δ_{PI} e $\delta_{P|I|_g}$, é possível a definição do mais utilizado dos indicadores, o qual aponta para a complexidade do campo acústico, definido por [25]:

$$\delta_{[I]I} = \delta_{PI} - \delta_{P[I]_g} \quad (4.4)$$

onde: os indicadores, como sabe-se, δ_{PI} e $\delta_{P|I|_g}$, representam, respectivamente, o indicador global de fontes externas e o indicador global de superfície de medição. Conforme a equação (4.4), tal indicador é definido como a diferença entre os dois indicadores citados anteriormente e terá como função, indicar a complexidade do campo acústico em análise ou, mais diretamente, revelar a presença de fluxo de energia que penetra na superfície de medição, oriundas de outras fontes externas. E, em decorrência desse fato, existirá um campo de intensidade sonora não uniforme ao longo da superfície de medição [25].

Este indicador é utilizado, também, quando a metodologia de varredura é escolhida para a efetuação de medições. E, com o objetivo de evitar um equívoco inaceitável, tal indicador propõe que, como anteriormente, a apontar: fontes excessivamente fortes, e/ou fontes de teste excessivamente fracas. E, nesse caso, considerando o fato de os instrumentos de medição possuírem uma precisão limitada, torna-se bastante impreciso o cálculo da diferença entre a intensidade sonora entrando e saindo da superfície de medição. Dessa forma,

para que haja certeza acerca da exatidão das medições, este indicador deverá estar compreendido entre os seguintes valores da desigualdade: $\delta_{[I]I} \leq 3$ [26, 29], a qual assegurará que o campo sonoro seja bastante regular, apresentando um desvio padrão pouco expressivo (este indicador é essencialmente igual ao indicador $F_3 - F_2$, sugerido pela ISO 9614-2, para metodologia de varredura; tal indicador é também conhecido por $F_{+/-}$).

4.6 INDICADOR PRESSÃO-INTENSIDADE RESIDUAL.

Finalizada a análise dos indicadores de campo associados com a precisão das medições, bem como os que auxiliam na interpretação do campo acústico, é necessário ainda citarmos outro indicador de grande importância para a obtenção da precisão da cadeia de medição, definido por [28]:

$$\delta_{PIO} = L_{PI} - L_{IO} \quad (4.5)$$

onde: L_{PI} e L_{IO} , representam, respectivamente, o nível de pressão sonora e o nível de intensidade residual existentes em decorrência da diferença de fase da cadeia de medição, situação em que ambos os microfones da sonda de intensidade sonora posicionam-se no mesmo nível de pressão sonora, no interior

de um calibrador de intensidade sonora³. Esse indicador, denominado indicador pressão-intensidade residual, ou simplesmente indicador residual, designa a qualidade da instrumentação utilizada nas medições.

Na realidade, o que se deseja é que o ângulo de fase da cadeia de medição (ou seja, o ângulo de fase dos dois canais de medições) seja o menor possível, o que dependerá da qualidade do instrumental utilizado. Assim, se o analisador apresentar resultado favorável, qual seja, nível de intensidade residual baixo, o valor do indicador, δ_{PI0} , possuirá valores elevados⁴. Assim, havendo uma diferença entre este indicador, δ_{PI0} , e o indicador local, $\delta_{P|I|}$, de no mínimo 7 dB, mesmo em campos sonoros em que os níveis de intensidade em determinados pontos sejam baixos, obteremos uma precisão de ± 1 dB. Quando a diferença for de no mínimo 10 dB, teremos uma precisão de $\pm 0,5$ dB (dentro da faixa de frequência de interesse nas bandas de 1/3 de oitava) [30]⁵.

³ Para melhor, compreensão ver Apêndice B.

⁴ Ver equação (4.5)

⁵ Para melhor, compreensão ver Apêndices C e D.

4.7 CAPACIDADE DINÂMICA DO SISTEMA DE MEDIÇÃO.

Tendo-se definido o indicador pressão-intensidade residual, δ_{PI0} , pode-se, a partir de então, definir conceitualmente a capacidade dinâmica do sistema de medição de intensidade sonora, a qual, dependendo da qualidade do instrumental (adequação de fase entre o analisador e o transdutor), assegurará precisão nas medições em torno dos valores de ± 1 dB ou $\pm 0,5$ dB. A capacidade dinâmica, dessa forma, é fornecida pela seguinte expressão [28]:

$$L_D = \delta_{PI0} - K \quad (4.7)$$

onde: δ_{PI0} , é o indicador residual e K é o indicador de erro de tendência, o qual representa um fator de erro constante (erro sistemático da medição).

Este indicador irá assegurar a precisão desejada ou esperada mediante os limites da capacidade dinâmica do sistema de medição (faixas de frequência de interesse que apresentam a exatidão estabelecida através da subtração do indicador de erro de tendência para cada banda da faixa de interesse). Desse modo, para uma precisão de ± 1 dB nas medições de intensidade sonora, deve-se certificar-se de que a diferença entre o indicador pressão-intensidade local, $\delta_{P|I|}$, e o indicador residual, δ_{PI0} , não seja inferior a 7 dB. E, desejando-se obter uma precisão de $\pm 0,5$ dB, esta diferença não deverá ser inferior a 10 dB.

4.8 CONCLUSÃO

Para assegurar precisão nas medições de intensidade sonora - relativos ao conhecimento do campo sonoro e sobre a qualidade dos instrumentos de medições utilizados – a descrição dos indicadores de campos tratados neste capítulo são de fundamental importância para o bom desenvolvimento dos experimentos.

Constatou-se que cada tipo de indicador de campo, tem um papel específico para auxiliar na precisão das medições, na interpretação do campo acústico e para garantir a precisão da cadeia de medição. Assim, conhecendo-se cada um destes indicadores as interpretações e conclusões de cada experimento será facilmente atingida

5 - NOÇÕES BÁSICAS DA COMPOSIÇÃO E PROPRIEDADES DAS GASOLINAS E OXIGENADOS AUTOMOTIVOS

5.1 INTRODUÇÃO

A finalidade deste Capítulo é fornecer as noções básicas a respeito da composição e das principais propriedades das gasolinas e oxigenados. O conhecimento destas propriedades facilitará o entendimento dos termos técnicos citados na formulação das gasolinas e oxigenados. Assim, proporcionará facilidade para entender dos diferentes parâmetros que interferem significativamente na composição das gasolinas de competição.

5.2 COMPOSIÇÃO DOS HIDROCARBONETOS NA GASOLINA AUTOMOTIVA.

Os Hidrocarbonetos definem-se como moléculas, cuja composição consiste exclusivamente em hidrogênio e carbono, formando a cadeia molecular dos combustíveis. A forma como as moléculas de hidrogênio e carbono estabelecem ligações, determina a qual família de hidrocarbonetos elas pertencem. Se as moléculas possuírem apenas ligações simples, serão denominadas hidrocarbonetos saturados, uma vez que tais moléculas não possuem a capacidade de absorver qualquer quantidade adicional de hidrogênio: sua estrutura é estável. Elas representam os principais componentes nas gasolinas e possuem uma tendência de queimar com a chama clara.

Entretanto, se as moléculas de carbono apresentarem duplas ligações, serão denominadas hidrocarbonetos insaturados, na medida em que podem ser

convertidos em hidrocarbonetos saturados mediante a adição de hidrogênio nas ligações duplas quando estas são quebradas. Eles são instáveis, podem não queimar totalmente e possuem uma tendência de produzir fumaça escura na sua queima.

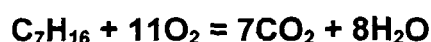
A gasolina contém mais de 400 hidrocarbonetos que podem possuir de 3 a 12 átomos de carbono e são produzidos para atingirem pontos de ebulição variando de 30° C até 220° C à pressão atmosférica. A faixa de ebulição vem estreitando-se posto que o ponto inicial de ebulição está aumentando e o ponto final, decrescendo: ambas as mudanças devem-se a leis ambientais. Normalmente a porcentagem dos saturados e insaturados [39] – no processo de refino das Refinarias Brasileiras – são aproximadamente de: 49% e 29% respectivamente [55].

5.3 QUANTIDADE DE ENERGIA LIBERADA NA QUEIMA DA GASOLINA.

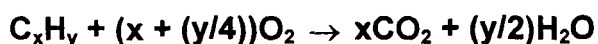
É importante saber que a energia teoricamente liberada pelos componentes da gasolina, quando queimados com o ar, encontra-se diretamente relacionada com o hidrogênio e o carbono. A taxa de octanagem não se encontra, fundamentalmente, relacionada com a energia liberada de todos os componentes da gasolina. Os hidrocarbonetos e oxigenados existentes na gasolina determinarão a quantidade de energia liberada, bem como a taxa de antidetonante. A massa ou volume de ar requerido para fornecer a quantidade suficiente de oxigênio para uma combustão quimicamente correta, denomina-se estequiométrica em volume ou massa. Em contrapartida, se houver quantidade insuficiente de ar, tem-se uma mistura rica, enquanto se houver excesso de ar, tem-se uma mistura pobre. A relação estequiométrica de massa de ar encontra-se vinculada à relação

carbono/hidrogênio do combustível. O procedimento para o cálculo da relação estequiométrica ar/combustível é assegurado pela padronização da SAE [31].

Uma composição típica do ar ao nível do mar é apresentada na Tabela 2. E como, a massa atômica utilizada nas equações químicas são as que seguem: hidrogênio = 1, carbono = 12, oxigênio = 16, nitrogênio = 14. Dessa forma, para o n-heptano C_7H_{16} , com um peso molecular equivalente a 100,204, obtém-se o seguinte balanceamento químico:



Desse modo, 1 kg de C_7H_{16} demanda 3,513 kg de O_2 = 15,179 kg de ar. Por sua vez, generalizando a relação estequiométrica de combustão para os Hidrocarbonetos com o oxigênio:



Freqüentemente, por simplificação, o remanescente do ar é assumido como sendo o nitrogênio (3,762 vezes a quantidade de O_2), o qual pode ser adicionado à equação de balanceamento químico, quando a composição da análise dos gases do escapamento se fizer necessária. Como regra geral, a potência máxima é alcançada quando a mistura for um pouco rica, e a economia máxima é atingida, em uma mistura um pouco pobre.

O conteúdo energético da gasolina é obtido através da queima de todo o combustível no interior de um calorímetro e por meio da medição do aumento de temperatura. A energia disponível dependerá do que ocorrer com a água produzida

pela combustão do hidrogênio. Se a água remanescente permanecer no estado gasoso, não poderá liberar o calor de vaporização: não haverá retorno do estado de vapor para líquido. Desse modo, fornecerá o valor calorífico úmido. Se a água for condensada novamente na temperatura original do combustível, obteremos o valor calorífico seco do combustível - que representa um valor maior. Os valores caloríficos são bastante constantes para as famílias de hidrocarbonetos – sendo bastante consistentes na relação carbono/hidrogênio, na conversão de combustíveis líquidos ou gasosos em produtos gasosos - com exceção do 2-metil-butano-2, em que somente o estado gasoso é considerado [39]. A Tabela 3, mostra os calores caloríficos de combustíveis comerciais em MJ/kg de combustível [38].

5.4 ASPECTOS GERAIS RELACIONADOS COM O DESEMPENHO DA GASOLINA AUTOMOTIVA.

Em um motor à gasolina (motor ciclo Otto), o combustível misturado com o ar é comprimido no cilindro previamente à queima, constituindo um processo utilizado para a transformação de energia química em energia mecânica. Para um melhor desempenho, é necessária a liberação da maior quantidade possível de energia disponível na carga, ar-gasolina, elevando-se ainda mais a pressão no interior da câmara de combustível. É interessante, portanto, que se obtenha um alto poder calorífico da mistura, o que é função da relação Hidrogênio/Carbono, bem como da quantidade de oxigênio de outros componentes existentes no combustível.

A queima do combustível no motor consome algum tempo, em decorrência da velocidade de propagação da chama. Se alguma medida for tomada no sentido de alterar sensivelmente a velocidade de propagação de chama, far-se-á necessário

que o motor seja recalibrado. Uma velocidade de chama maior permite que se atinja um maior rendimento térmico. Para cada projeto, há o momento ideal do início da combustão (centelha da vela). Deste modo, para que qualquer outro combustível funcione adequadamente em cada motor, será necessário que este resista a uma temperatura e pressão de trabalho sem entrar em auto-ignição. Tal fato poderá ocasionar detonação na câmara de combustão. A qualidade anti-detonante dos combustíveis, por sua vez, são traduzidas pelo valor de octanagem que estes apresentam [34].

5.5 HISTÓRICO DA TAXA DE OCTANAGEM.

Desde 1912, a taxa de compressão para motores de combustões internas com ignição por faísca de velas era constrangedora e indesejável. A detonação poderia rapidamente destruir os motores – nos casos específicos de detonações. A detonação, ou batida de pino, representa uma descrição satisfatória do ruído ouvido em um motor que utiliza combustível de baixa octanagem. Os engenheiros vinham reprimindo a detonação através de um sistema de ignição por bateria, o qual foi adicionado aos carros e monitorado por meio de um sistema de controle eletrônico. Assim, o desenvolvimento de motores novos poderia ser aprimorado em termos de potência e eficiência, se fosse possível o controle da detonação [31].

Kettering encarregou a Thomas Midgley, a tarefa de descobrir a causa exata da origem da detonação [32]. Ele utilizou um experimento para provar que a detonação não surgia da pré-ignição, conforme era previamente suposto. Mais tarde, provou-se que ela ocorria após um violento aumento de pressão e temperatura - na câmara de combustão - logo após a ignição. Entretanto, tal

experimento não foi adequado para a continuidade das pesquisas. Então, Midgley e Boyd desenvolveram uma câmara de alta velocidade para tentar descobrir o que ocorria com tal fenômeno. Eles desenvolveram, também, um aparelho chamado “*Bouncing pin*”, utilizado para mensurar a quantidade da detonação [34]. Ricardo, por sua vez, havia desenvolvido uma concepção alternativa de “HUCR (*Highest Useful Compression Ratio*)” utilizando um motor com taxa de compressão variável. Seus números, no entanto, não foram absolutos, pois haviam muitas variáveis, tais como: tempo de ignição, posição da vela de ignição, temperatura do motor, estado de limpeza da câmara de combustão.

Em 1926, Graham Edgar sugeriu o uso de dois Hidrocarbonetos, os quais poderiam ser produzidos em quantidade e pureza suficientes [48]. Estes Hidrocarbonetos foram os n-heptano – obtidos a partir de uma destilaria da Jeffrey Pine Oil em suficiente grau de pureza e o octano – 2,4,4 trimetil-pentano – o qual foi inicialmente sintetizado. Atualmente, este é denominado iso-octano ou 2,2,4-trimetil-octano. Como o octano apresentava um alto valor anti-detonante, Graham Edgar sugeriu uma mistura entre os dois Hidrocarbonetos como valor de referência. Ele demonstrou que toda gasolina comercial poderia ser englobada entre as 60:40 e 40:60 partes de volume do quociente n-heptano:iso-octano. A razão para o uso de n-heptano e iso-octano reporta-se ao fato de que ambos possuem propriedades similares de volatilidade – especialmente o ponto de ebulição. Deste modo, a taxa poderia variar de 0:100 ou 100:0: a diferença em volatilidade poderia afetar a taxa de mistura dos testes. Na Tabela 4, são apresentadas as principais propriedades de tais combustíveis [46].

Uma vez obtidos os combustíveis de referência, uma ampla classe de condições de testes surgiram. Porém, atualmente, os mais usuais métodos são: Research Octane Number (RON) e Motor Octano Number (MON) [35, 36, 37] :

- MOTOR-MON: definido pelo ASTM-D-2700 (método MB-457), que representa o desempenho do combustível sob as condições mais severas (a mistura é aquecida a 150 C, antes de ser enviado à câmara de combustão, e a velocidade do motor é mantida a 900 RPM e o avanço da faísca varia de 19° a 26° antes do ponto morto superior (APMS), variando em conformidade com a taxa de compressão.
- RESEARCH-RON: definido segundo o ASTM-D-2699, o qual representa o desempenho do combustível em condições de operação mais brandas. A mistura não é aquecida, a rotação é estabelecida em 600 RPM e o avanço é fixado em 13° APMS. Para um controle efetivo da qualidade do combustível, faz-se mandatário o controle do MON e do RON.

É importante, também, a octanagem da frente da gasolina (parte leve). Para cada motor, há um mínimo de MON e RON necessários para o funcionamento correto, não havendo vantagem em uma octanagem excedente. A par disso, a variação da composição de uma determinada gasolina não deve diferir consideravelmente em comparação as gasolinas corretamente especificadas. Além disso, a densidade e a viscosidade da gasolina não são, em geral, controladas durante o processo de destilação. Porém, variações significantes de tais propriedades podem interferir no consumo e nas emissões dos gases do escapamento.

Para um desempenho satisfatório, os componentes leves são fundamentais, uma vez que facilitam a partida em temperaturas baixas: vaporizam-se totalmente, facilitando a mistura com o ar. Entretanto, a excessiva quantidade de leves, os saturados ou alcanos, pode ocasionar problemas de tamponamento no sistema de alimentação, com o motor quente, além da tendência para detonação. Por sua vez, os componentes “pesados”, ou seja, aqueles cujo ponto de ebulição é mais elevado, são usualmente aromáticos, de boa octanagem e de bom poder calorífico. Todavia, podem permanecer no estado líquido, dificultando a combustão e gerando aumento de emissões e depósito na câmara de combustão, além de contaminar os lubrificantes [40]: os problemas de emissões de poluentes por evaporação e resíduos da combustão têm se tornado cada vez mais críticos. Além do projeto do motor, o combustível pode contribuir com maior ou menor proporção de emissões de componentes indesejáveis.

A necessidade do ar para a queima quimicamente correta do combustível constitui um fator essencial na emissão de CO. Os componentes aromáticos necessitam de mais ar para sua queima. Já os oxigenados (álcoois e éteres), por sua vez, necessitam menor quantidade de ar para a queima, razão pela qual são utilizados em misturas com gasolinas para redução de CO.

As olefinas, sobretudo as olefinas leves, e diolefinas são produtos bastante reativos na atmosfera (participam na formação de fuligem, isto é, pó de carbono, e formação de gomas), razão pela qual estuda-se sua limitação nas gasolinas reformadas, juntamente com o controle da PVR (pressão de vapor Reid: método utilizando para determinação da pressão final do vapor). Porém, estes componentes

são excelentes para aumentar a velocidade de queima: razão pela qual são utilizadas na composição das gasolinas de competição [55].

Os aromáticos são excelentes produtos do ponto de vista da octanagem. Entretanto, devido ao fato de gerarem emissões de aromáticos (por evaporação ou queima quimicamente incorreta) estão sendo limitados nas gasolinas.

5.6 ASPECTOS RELATIVOS AOS PROCESSOS DE PRODUÇÃO.

Gasolinas de destilação direta - processo de destilação atmosférica - apresentam alta estabilidade (não contêm insaturados) e ainda, baixo índice de octanagem (baixo teor de aromáticos e parafinas ramificadas, além de não conter olefinas). Processos que produzem aromáticos (reforma catalítica, craqueamento catalítico, FCC) produzem gasolinas com alta octanagem, ao mesmo tempo que apresentam maior poder calorífico, maior consumo de ar, além de maior emissão de aromáticos e benzeno. No caso das gasolinas reformadas, é interessante perceber que sua fração leve terá octanagem inferior àquelas oriundas de processos de FCC.

Processos térmicos (Viscorredução e Coque) e de FCC, geram gasolinas que contêm diolefinas e olefinas, que são menos estáveis à oxidação (tendendo a gerar gomas, necessitando aditivação antioxidante) e mais reativos na atmosfera.

Processos que geram parafinas ramificadas (como alquilação e isomerização) produzem compostos estáveis e, usualmente, de boa octanagem.

5.7 SISTEMA DE GERENCIAMENTO DE MOTORES AFETADOS PELA OCTANAGEM.

Os sistemas de injeção eletrônica para motores constituem uma ótima estratégia para a redução da poluição automotiva. Do ponto de vista do consumidor, é importante sua habilidade em manter a eficiência da combustão da gasolina e, conseqüentemente, de melhorar a economia de combustível. O aspecto negativo consiste na tendência de redução da potência. Um sistema de injeção moderno pode monitorar e controlar: fluxo de ar, fluxo de combustível, tempo de ignição, temperatura do ar de entrada, temperatura do escapamento, sensor de detonação. O sensor de detonação pode ser do tipo ressonante ou não-ressonante. O tipo não-ressonante é instalado no bloco do motor e possui a capacidade de medir uma ampla faixa de vibração das detonações (5-15 kHz), com uma mínima mudança de frequência. Já o tipo ressonante, por sua vez, possui uma excelente relação sinal/ruído entre as rotações de 1000 e 5000 RPM [41].

Um sistema eletrônico moderno é capaz de compensar: altitudes, temperatura ambiente e detonação ou batida-de-pino. O sistema de controle, da mesma forma, irá controlar a partida a frio, bem como outros parâmetros operacionais de motores.

O uso de combustíveis com baixa octanagem ocasionará os seguintes problemas: aumento de consumo, perda de potência e o surgimento de um ruído característico – popularmente chamado de batida-de-pino. Em tais situações, o gerenciador do sistema de injeção eletrônica alterará o ponto de ignição para um ponto de menor eficiência dentro do mapa de controle: o sistema retarda o tempo de ignição, até que haja somente traços de detonação [42].

5.8 PROPRIEDADES QUE AFETAM A OCTANAGEM DA GASOLINA.

A mais significativa determinação da octanagem é assegurada pela estrutura química da gasolina, apresentando os seguintes aspectos relevantes [43]:

- volatilidade: os compostos parafínicos são os de maior quantidade na gasolina – em média, 45% – são os que fornecem a volatilidade necessária para o início da combustão; a octanagem decresce com o aumento da cadeia química destes compostos, porém aumenta com a ramificação de tais cadeias.

- ponto final de ebulição: redução do ponto final de ebulição aumenta a octanagem da gasolina. A gasolina de aviação possui ponto de ebulição inferior ao das gasolinas automotivas. O ponto final de ebulição está sendo reduzido em decorrência do fato de as frações mais elevadas de ebulição serem responsáveis pela qualidade desproporcional de poluentes e tóxicos.

5.9 CAUSAS DA MUDANÇA DA RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL.

Tradicionalmente, a maior tendência de detonação se encontrava próxima à relação ar-combustível (AC) de 13,5:1. Porém, esta foi uma relação específica de motores mais antigos. Atualmente, os motores modernos – com sistema de injeção eletrônico – possuem a máxima exigência de octanagem em torno da relação AC=14,5:1. Para um motor ciclo Otto, a relação entre a eficiência térmica, relação AC e a potência, são bastante complexas. Uma combustão estequiométrica, AC=14,7:1, para uma gasolina sem oxigenados, não fornece a potência máxima – o que ocorre por volta da AC=12-13:1 (mistura rica). A máxima eficiência térmica ocorre por volta da AC=16-18:1 (mistura pobre). A relação ar/combustível é

controlada, parcialmente, pela borboleta do acelerador em um sistema fechado mediante o uso de um sensor de oxigênio colocado no tubo de escapamento dos gases queimados – sonda lambda. Convencionalmente, um enriquecimento - para uma relação ar/combustível - para a máxima potência é empregado no regime de carga total para reduzir a ocorrência de detonação e melhorar o funcionamento do veículo. Se a mistura for empobrecida, a velocidade da chama é reduzida. Conseqüentemente, uma menor quantidade de calor é convertida em energia mecânica, ocasionando dessa forma aumento de temperatura na parede do cilindro e cabeça do pistão, o que potencialmente induz à pré-ignição que poderá ocasionar a detonação [44].

5.10 PARÂMETROS QUE ALTERAM O TEMPO DE IGNIÇÃO.

Tradicionalmente, avançando-se a faísca, haverá certa tendência para que ocorra a detonação: para um avanço de 2° , com relação a um ponto norma de referência antes do PMS, requer-se uma gasolina com valor de octanagem de 91 e com 14° APMS é necessário, a par disso, um valor de octanagem de 96. Quando a faísca é avançada, a frente da chama de combustão, terá início prematuramente e isso acarretará aumento na pressão dos gases no ciclo, facilitando desse modo o processo de auto-ignição - em decorrência de maior tempo disponível para o surgimento da auto-ignição antes do pistão atingir uma posição ótima para a liberação da energia gerada pela combustão. Combustíveis com alta octanagem reduzem a pressão final dos gases, os quais levarão mais tempo para ocasionar o início da auto-ignição.

O mapa de avanço, memorizado na central eletrônica, existente nos motores modernos de injeção eletrônica, da ignição é particularmente determinado quando o combustível é colocado em uso normal: a central eletrônica está provida com uma função de autoadaptação imposta pelo sensor lambda, que pode aparecer de maneira persistente durante o funcionamento. Este desvio, que ocorre devido ao envelhecimento dos componentes dos sistema e do próprio motor, são memorizados permanentemente, permitindo dessa forma uma adaptação do funcionamento dos sistema às progressivas alterações do motor e dos componentes em relação às características do motor, quando novo. O tempo da faísca é avançado suficientemente, visando a assegurar que a relação ar/combustível seja queimada objetivando a máxima pressão de queima da mistura situada entre a faixa de 15-20° C, após o PMS [44].

5.11 EFEITO DA TEMPERATURA E CARGA.

O aumento da temperatura do motor – particularmente a temperatura da relação ar/combustível – ocasionam também aumento da tendência de detonação. A sensibilidade do combustível pode ser afetada pela mudança de variação da temperatura: aumentando-se a carga, será possível obter os seguintes aumentos: temperatura do motor e pressão final dos gases de combustão. Desse modo, a probabilidade de detonação aumenta com os aumentos de carga [44].

5.12 EFEITO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO.

Rotações elevadas indicam que existirá menor tempo para início da reação da pré-chama no final do ciclo de compressão dos gases. Assim, mediante a

redução da tendência de detonação, os motores com um sistema eletrônico - que controlam o tempo de ignição - podem ser avançados em decorrência da rotação e carga. Isso permitirá a obtenção de ótima eficiência com detonação insipiente. Em tais casos, rotações altas e baixas podem ser críticas. Os motores modernos podem exigir um combustível com número de octanagem – em valor menor de 6-9 que o mesmo motor depois de 25.000 km. Este aumento de requisito de octanagem (ARO) deve-se à formação de uma mistura de depósitos orgânicos e inorgânicos, resultantes da queima de combustível e lubrificantes. Porém, mudanças dramáticas no estilo de dirigir também podem resultar em mudanças dramáticas do valor exigido de octanagem. Quando o motor começa a queimar mais óleo, o requisito de octanagem pode aumentar novamente. Um ARO superior a 12 não é incomum, dependendo do estilo de direção do condutor. Os depósitos produzem o ARO mediante vários mecanismos: redução do volume da câmara de combustão, aumento da taxa de compressão e reações da pré-chama que produzem aumento da pressão dos gases com baixa temperatura de auto-ignição [45, 46].

5.13 EFEITO DA TEMPERATURA DO AR.

Um aumento de 5,6 C na temperatura do ar ocasionará um aumento de 0,44 a 0,54 MON [45]. Combinando-se o efeito do ar com a umidade, torna-se possível empregar um valor de octanagem no verão e um outro valor mais baixo no inverno. Os motores com taxas de octanagem mais elevadas possuem carga de temperaturas mais elevadas, o que induz o surgimento de detonação. Dessa forma, combustíveis com baixa sensibilidade (diferença entre o número RON e MON) são

afetados em menor escala pela temperatura do ar; a composição da gasolina moderna possui um fator de sensibilidade em torno de 10 [46, 47].

5.14 ASPECTOS GERAIS SOBRE OS OXIGENADOS.

Os oxigenados são pseudo-hidrocarbonetos e apresentam as seguintes características:

- Contêm oxigênio, os quais não fornecem energia durante o processo de combustão;
- A estrutura química fornece razoável valor anti-detonante;
- São ótimos substitutos dos hidrocarbonetos aromáticos na composição da gasolina;
- Reduzem o teor de CO, como subproduto da combustão e as emissões tóxicas e de compostos orgânicos voláteis, nas zonas mais críticas, quanto ao atendimento do padrão de ozônio.

Dentre os oxigenados, aqueles correntemente utilizados como carburantes veiculares, são:

- Etanol: C_2H_5OH
- Metil Tercio Butil Éter (MTBE): $C_4H_9OCH_3$

Os oxigenados podem ser produzidos a partir de combustíveis fósseis – como por exemplo: metanol e MTBE, ou a partir de Biomassas – como por exemplo: etanol e o etanol tercio butil éter (ETBE). Muitos dos oxigenados utilizados na gasolina são álcoois ($Cx-OH$) ou éteres ($Cx-O-Cy$), e contêm de 1 a 6 átomos de

carbono. O MTBE é produzido através da reação de metanol do gás natural com o isobutileno na fase líquida, mediante a adição de um catalisador: resina catalítica processada a 100 °C. O isobutileno foi inicialmente obtido no processo de Craqueamento Catalítico de Refinarias ou de Plantas Petroquímicas para obtenção de olefinas.

Eles são adicionados à gasolina visando a reduzir as emissões. Porém, os efeitos benéficos somente serão atingidos uma vez que a composição de Hidrocarbonetos for criteriosamente dosada, para que suas propriedades sejam bem aproveitadas com relação ao valor de Octanagem e à volatilidade. Se a composição de hidrocarbonetos não for corretamente alterada para o correto adicionamento dos oxigenados, as emissões tóxicas podem aumentar. Se houver uma composição adequada dos hidrocarbonetos, eles poderão reduzir:

- A quantidade de hidrocarbonetos insaturados;
- A volatilidade da gasolina;
- O teor de benzeno;
- As emissões tóxicas no escapamento.

Os oxigenados adicionados à gasolina podem apresentar duas funções primordiais que são:

- aumentar a octanagem e, dessa forma, poder substituir os componentes aromáticos que possuem valores elevados de octanagem, e também reduções desproporcionais das emissões de CO e HCs;
- em motores desprovidos de um sistema eletrônico - para controle dos principais parâmetros de funcionamento - o volume de oxigênio necessário para

as reações químicas será aumentado, atuando dessa forma como regulador da mistura estequiométrica.

Por sua vez, os oxigenados adicionados aos combustíveis não contribuem com a geração de energia e, conseqüentemente, o combustível possuirá menor quantidade de energia térmica disponível: para que se atinja a mesma eficiência térmica e a mesma potência de saída, uma maior quantidade de combustível terá de ser queimado. Assim, o pequeno melhoramento em eficiência que os oxigenados fornecem, em alguns motores, usualmente, não são completamente compensados pelos oxigenados.

Existe um imenso número de mecanismos químicos envolvendo as reações da chama na combustão dos combustíveis. Não obstante, o chumbo e os oxigenados são efetivamente utilizados no suprimento das ocorrências de detonações: as reações químicas pelas quais eles atuam são completamente diferentes. O MTBE atua retardando o progresso da temperatura da frente de chama mais fria. Desse modo, as reações atuam consumindo radicais hidroxilas, OH, e produzindo isobuteno. Os isobutenos consomem radicais hidroxilas, as quais por sua vez produzem radicais razoavelmente mais estáveis, que resistem a maiores graus de oxidação [48, 49].

5.15 CONCLUSÃO

O conceitos básicos apresentados nesta capítulo, forneceram um conhecimento geral dos principais parâmetros que afetam a performance dos motores automotivos.

Com relação à composição da gasolina, foram abordados os aspectos relevantes à composição dos seus principais componente: saturados, insaturados, aromáticos e olefinas. Desses, foram descrito os fatores principais – no âmbito geral de uma gasolina comercial – relativos às vantagens e desvantagem de cada uma delas. Entretanto, propriedade bastante debatida foi a octanagem. Constatamos que muitas variações operacionais e ambientais que ocorrem afetam a esta. Então, pode-se concluir que as variações de característica da gasolina - que pode ser influenciada por todos os fatores descritos neste capítulo – pode ser refletida na necessidade de aumento ou redução da octanagem. Porém, a octanagem, isoladamente, não será a responsável pelas melhorias em eficiência no desempenho do motor. Ou seja , outros fatores devem ser avaliados em conjunto para melhoramento da performance do motor.

Também, foram abordados as vantagens e desvantagens da utilização dos oxigenados. E conclui-se que o uso adequado destes é bastante útil para aumento da octanagem e diminuição das emissões tóxicas.

6 - PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO

6.1 INTRODUÇÃO

A finalidade do presente capítulo é planejar todas as fases necessárias para assegurar precisão nas medições de intensidade sonora em um motor Palio - 1581 CC, 16V, com uma taxa de compressão de 12,8 - utilizando-se cinco tipos diferentes de combustíveis de competição para a quantificação do ruído de combustão e classificação das principais fontes de ruído desse motor.

6.2 CLASSE DE FREQUÊNCIA PARA MEDIÇÕES DE INTENSIDADE SONORA EM MOTORES CICLO OTTO.

Objetivando a obtenção e a classificação da intensidade sonora em um motor ciclo Otto com diferentes tipos de combustíveis de competição – em que nosso interesse consistirá na quantificação e classificação do ruído de combustão. E, sabendo-se que o processo de geração de ruído é bastante complexo, que engloba desde a fonte geradora, em especial a combustão, passando, respectivamente, pelas forças geradoras, pelas forças aplicadas à estrutura, transmissão de vibração e, finalmente através do ruído irradiado – as literaturas, em especial [16], especificam uma faixa de frequência de 100 a 5000 Hz para análise de motores ciclo Otto. Então, foi definido o planejamento dos experimentos que será a garantia para a precisão das medições a serem realizadas no próximo capítulo, conforme será apresentado a seguir:

6.2.1 FAIXA DE FREQUÊNCIA DEFINIDA PELO ESPAÇADOR DA SONDA DE INTENSIDADE SONORA.

Para assegurar-se a faixa de frequência de interesse para as medições de intensidade sonora sobre o motor – na faixa de 100 a 5000 Hz, da análise do nível de pressão sonora dentro da câmara de combustão e sua posterior atenuação após o tempo motor em motores ciclo Otto [16] – utilizou-se um espaçador da sonda de intensidade sonora de $\Delta r = 12$ mm [51]. Com tal espaçador, foi assegurado um erro aproximado de ± 1 dB, ou menor, situado na faixa de interesse das bandas de 1/3 de oitava, com um casamento de fase estimado em 0,20 graus entre o analisador e a sonda de intensidade sonora e quando o indicador de intensidade residual, δ_{PI0} , for praticamente zero [51]. Além disso, sabe-se que o espaçador depende dos seguintes parâmetros: faixa de frequência, do ambiente acústico (dos indicadores de campo) e do casamento de fase entre o analisador e a sonda de intensidade sonora [51].

6.2.2 DISTÂNCIAS DAS SUPERFÍCIES DE MEDIÇÃO.

Definiu-se a distância de medição como a menor distância entre o equipamento submetido a teste até uma superfície imaginária de medição. Uma distância típica de medição em uma câmara anecóica e/ou semi-anecóica é a de 1 m. Essa distância permite medições de pressão sonora em um campo distante para todas as frequências, desde a frequência de mais baixo valor dentro da faixa de interesse. Entretanto, distâncias típicas para medições de intensidade sonora situam-se entre 0,1 a 1 m.

Porém, como primeira tentativa, pode-se assegurar medições em um campo distante, seguindo o mesmo critério apresentado anteriormente, em que pode-se utilizar a Equação (6.1) para o cálculo da distância de medição em um campo distante [4]:

$$d = \frac{\lambda}{4} = \frac{c}{4 f_{CF}} \quad (6.1)$$

em que:

d = distância de medição do equipamento até a superfície de medição (m);

λ = comprimento da onda de som da menor dentro da faixa de interesse (m);

c é a velocidade de som (m/s);

f_{CF} = frequência da menor banda de 1/3 de oitava da faixa de frequência de interesse (Hz).

Entretanto, as medições de intensidade sonora são extremamente dependentes do ambiente acústico e da geometria do equipamento sob teste [4]. Em experimentos anteriores [54] foram realizadas medições a uma distância de 0,10 m, em que garanti-se a precisão exigida pelos indicadores de campo assegurando o nível de precisão “*survey*”, seguindo a norma ISO 9614-2: que garante uma precisão de $\pm 1\text{ dB}$ na faixa de frequência de 100 a 5000 Hz. Baseando-se em experiência anterior, como primeira tentativa, iniciou-se as medições do experimento a uma distância de 0,10 m em relação à polia do motor e analisou-se o indicador *p-i index*, comparando-o à capacidade dinâmica do equipamento através

da metodologia de varredura. Analisando-se os indicadores, a esta distância, foi observado que os valores do indicador *p-i index* ficaram abaixo da capacidade dinâmica dentro da faixa de frequência de interesse e, dessa forma, assegurou-se a precisão exigida pela norma ISO 9614-2, em todas as bandas de 1/3 de oitava de interesse.

Todavia, visando a facilitar as medições pela metodologia de varredura, afastou-se a sonda de intensidade sonora a uma distância de 0,15 m e voltamos a analisar os indicadores. A Figura 12 mostra o resultado do indicador *p-i index*, comparando-o com os valores da capacidade dinâmica do equipamento, estabelecido pelo critério 1 da norma ISO 9614 - 2: $L_D > \delta_{PI}$ - adequação do equipamento de medição para todas as bandas de 1/3 de oitava na faixa de interesse. Assim, baseando-se no critério 1, cada face de medição foi fixada a uma distância de 0,15 m para as medições de intensidade sonora pela metodologia de varredura: em todas as bandas de interesse, o critério 1 exigido pela norma ISO 9614-2 foi satisfeita.

6.2.3 DEFINIÇÃO DA SUPERFÍCIE DE MEDIÇÃO.

Para as medições de intensidade sonora – e, conseqüentemente, a determinação da potência sonora – o motor sob teste deve ser inserido no interior de uma superfície específica de medição. As superfícies de medição podem ser das seguintes formas: caixa retangular, circular, esférica ou de forma de contorno da superfície de medição do equipamento [51]. Em nosso experimento, utilizamos um cubo que foi fixado a uma distância de 0,15 m em relação a todas as fases do Motor. Quatro superfícies retangulares de medições foram definidas, a saber:

frontal, laterais (direita e esquerda) e superior, conforme as Figuras 13, 14, 15 e 16. A superfície frontal foi esquematizada para um total de 5 segmentos; os 4 segmentos superiores de dimensões iguais possuem uma área de $0,09 \text{ m}^2$ (de $0,30 \times 0,30 \text{ m}$ cada um) e um segmento inferior, de $0,09 \text{ m}^2$ ($0,60 \times 0,15 \text{ m}$). As superfícies laterais, por sua vez, apresentadas nas Figuras 14 e 15, foram dimensionadas, contendo dois segmentos por faces, cada segmento contando com uma área de $0,135 \text{ m}^2$ (de $0,45 \times 0,30 \text{ m}$ cada um). A superfície superior, Figura 16, também foi dividida em dois segmentos de áreas equivalentes a $0,018 \text{ m}^2$ - cada segmento com $0,30 \times 0,60 \text{ m}$. O objetivo, na escolha das divisões das faces de medições, foi selecionar as faces do motor que possuem maior e menor afinidade com a transmissibilidade do ruído de combustão proveniente dos diferentes tipos de combustíveis que serão utilizados nos experimentos.

6.2.4 DEFINIÇÃO DA TAXA DE VARREDURA A SER UTILIZADA.

Na metodologia de varredura, a sonda de intensidade sonora é orientada normalmente à superfície de medição e varrida a uma taxa de $0,5 \text{ m/s}$ a 1 m/s [4, 26]. Em nosso experimento, lançou-se mão de duas varreduras por face a uma taxa de $0,5 \text{ m/s}$. O objetivo de realizar-se a duplicidade das medições é de reduzir o erro sistemático das medições de intensidade sonora. O erro sistemático é aquele que aparece com a mesma magnitude e mesma direção de uma medição para outra e é denominado BIAS [50].

6.2.5 DEFINIÇÃO DO TEMPO DE MEDIÇÃO.

Como sabe-se, em qualquer processo experimental sempre haverá muitas fontes potenciais de erro e as medições de intensidade sonora não fogem à regra. Sendo assim, a determinação do tempo mínimo de medição é fundamental para que os erros aleatórios sejam evitados. Os maiores erros ocasionais ocorrem em faixas estreitas de interesse – como nos casos de análises em bandas de 1/3 de oitava – operando em ambientes que existam outras fontes de ruído, com fortes emissões não correlatas. Em tais circunstâncias, muitas vezes são necessários períodos de tempos mais prolongados a redução dos erros aleatórios a proporções aceitáveis [4, 50]. A ACMA-160 especifica que o tempo mínimo para medições deve ser proporcional à largura da banda de interesse de menor frequência [4]:

$$T = \frac{800}{BW} \quad (6.2)$$

sendo: $BW = (2^{1/6} - 2^{-1/6}) (f_{CF})$

em que:

BW = largura da banda de 1/3 de oitava de menor frequência, em Hz;

f_{CF} = frequência central de valor mais baixo na faixa de frequência de

interesse em 1/3 de oitava, em Hz.

No experimento, conforme recomendações literárias, em especial [16], utilizou-se uma faixa de frequência de 100 a 5000 Hz, indicada para motores ciclo Otto. Deste modo, o tempo mínimo de medição será de:

$$BW = (2^{1/6} - 2^{-1/6}) (f_{CF}) = 0,232(100) = 23,2 \text{ Hz}$$

$$T = \frac{800}{BW} = \frac{800}{23,2} = 34,5 \text{ segundos.}$$

6.2.6 CALIBRAÇÃO DOS MICROFONES.

Para assegurar a precisão nos resultados das medições de intensidade sonora, é importante que se realize a calibração dos microfones. Com o software BZ 7205, versão 2.0 da B&K, utilizou-se a configuração indicada na Figura 17 e posteriormente a montagem de ambos os microfones no acoplador para calibração do segundo microfone, veja a Figura 18. Desse modo, iniciando-se no módulo de calibração, do analisador portátil BK 2260 e, posteriormente, escolhendo o menu de calibração, abriram-se duas possibilidades de calibração: uma interna e outra externa. Na opção de calibração externa - a qual utilizaremos, o calibrador da B&K modelo 4231 - que fornece um nível de 94 dB(A) na frequência de 1000 Hz: trata-se de um som harmônico em 1000 Hz. Primeiramente, montamos a menor parte da sonda no interior do calibrador, Figura 17, e após calibração dos primeiros microfones, foi alterada a configuração utilizando o acoplador modelo DP 0888 e introduzindo-o no interior do calibrador, posteriormente acoplando os dois microfones no interior do acoplador, Figura 18.

6.2.7 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS.

Para a realização das medições de intensidade sonora, sobre as faces do motor Palio 1581 CC 16V, foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Um analisador portátil B&K 2260, com bandas de medição de 1/3 oitava. O analisador excede as exigências estabelecidas pela norma ISO 9614/2 (medições realizadas pelo método de varredura e pela norma IEC 1043, que especifica exigências para a utilização da sonda de intensidade sonora e para o analisador);
- Sonda de intensidade sonora, número de série 2070859, com espaçador de 12 mm (excede as exigências estabelecidas pela norma ISO 9614/2 . Medições realizadas pelo método de varredura e pela norma IEC 1043);
- Software BZ 7205, versão 2.0, específico para medição de intensidade sonora no analisador B&K 2260;
- Par de microfones específicos para medição de intensidade sonora, número de série 2164638.

6.2.8 LOCAL E AVALIAÇÃO DO DINAMÔMETRO.

Os experimentos foram realizados no dinamômetro de motores cedido ao laboratório de motores da Petrobrás, situado no pátio da empresa REFAP S.A. - pertencente ao sistema Petrobrás. O dinamômetro é do tipo hidráulico que tem a vantagem de manter o torque bastante estável. Internamente, as paredes do dinamômetro são duplas e tratadas acusticamente para evitar a transmissão de ruído ao meio exterior, garantindo simultaneamente que o nível de ruído de fundo seja significativamente baixo. Na Figura 19, observamos uma visão interna e

externa do dinamômetro de motores. Na parte externa, observamos os equipamentos de controle e registradores utilizados.



Figura 19 – Vista interna e externa do dinamômetro de motores

6.2.9 Equipamentos de monitoramento do dinamômetro de motores e seus parâmetros de medição:

1 – Injeção eletrônica aberta TECII: este sistema pertence à categoria dos sistemas de ignição eletrônico digital estático e distribuição estática integrados ao sistema de injeção eletrônica de combustível intermitente *mult-point* fasada.

Tal sistema possui uma central eletrônica, um chicote e uma série de sensores comuns aos dois sistemas. A sua função é injetar no tubo de admissão do motor, acima das válvulas de admissão, uma quantidade exata de gasolina capaz de

misturar-se com o ar introduzido no cilindro, para obter uma relação de mistura correta. O sistema de injeção/ignição garante uma eficiência no funcionamento, melhorando as performances, os consumos e reduzindo as emissões nocivas através de uma resposta em tempo real às diferentes condições de funcionamento do motor. Este sistema é capaz de detectar, através dos respectivos sensores, os seguintes parâmetros:

- regime de rotação instantânea do motor;
- posição de cada par de pistões em relação ao P.M.S.;
- temperatura do ar aspirado;
- posição angular da borboleta aceleradora;
- temperatura do líquido de arrefecimento do motor;
- relação efetiva da mistura (através do sinal do sensor lambda);
- pressão presente no coletor da admissão;
- velocidade do veículo;

2 – Sensor Lambda, λ : é o sensor que mede a proporção de oxigênio contida nos gases de escape. O sinal de saída do sensor é enviado à central eletrônica para a regulação da mistura ar-combustível a fim de manter a relação estequiométrica da mistura o mais próximo possível ao valor teórico. Assim, para obter uma mistura ideal, é necessário que a quantidade de combustível injetado esteja o mais próximo possível da quantidade teórica necessária para ter uma queima quimicamente correta, em relação à quantidade de ar aspirada pelo motor. Neste caso, dizemos que o sensor Lambda, λ , é igual a 1, quando:

$$\lambda = \frac{\text{quant. de ar aspirado}}{\text{quant. de ar teórico para queimar todo combs.}}$$

Então, teremos:

- $\lambda = 1$ – mistura ideal: o CO está contido nos limites estabelecidos pela lei;
- $\lambda \geq 1$ – mistura pobre: excesso de ar; o CO tende a valores baixos;
- $\lambda \leq 1$ – mistura rica: falta de ar; o CO tende a valores altos.

6.2.10 PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DOS COMBUSTÍVEIS ESCOLHIDOS PARA OS EXPERIMENTOS.

Nos experimentos, lançou-se mão de cinco tipos diferentes de combustíveis de competição, a saber: 1) gasolina de primeiro enchimento em montadoras (C1), 2) gasolina especial para competições de alto nível (C2), 3) mistura de metanol com MTBE, com 50% de cada (C3), 4) metanol puro (C4) e 5) álcool etílico puro (C5). As principais características de tais combustíveis estão apresentados nas Tabelas 5 e 6 [55].

6.2.11 REGIME OPERACIONAL DO MOTOR PARA AVALIAÇÃO DAS MEDIÇÕES DE INTENSIDADE SONORA.

Objetivando uma rotação do motor em que o ruído de combustão esteja bem destacado do ruído mecânico – acima de 2000 RPM, o ruído de combustão começa a destacar-se em valores mais significativos [16] e, ao mesmo tempo, permanecer

constante durante toda a medição: é uma condição estabelecida para assegurar a estabilidade operacional necessária durante todo o tempo dos experimentos. O torque, também, manteve-se constante para cada tipo de combustível do experimento, uma vez que a potência desenvolvida, em HP, foi diferente para cada combustível. Como o motor possui uma taxa de compressão de 12,8, fixamos um avanço em torno de 24° APMS. Esta condição foi imposta pelo combustível que apresentou a menor resistência à detonação. A Tabela 7, apresenta os valores dos principais parâmetros operacionais de todos os experimentos, com os cinco diferentes tipos de combustíveis de competição utilizados.

Desse modo, mantendo-se os principais parâmetros operacionais constantes, nosso experimento visa à obtenção dos ruídos de combustão dos diferentes combustíveis de competição, bem como às principais fontes de ruídos e o caminho preferencial de transmissibilidade do ruído sob a influência dos diferentes tipos de combustíveis de competição.

6.2.12 NÍVEL DO RUÍDO DE FUNDO.

A ECMA – 160, especifica que um ambiente acústico adequado à execução de medições de potência sonora é aquele em que as medições devem estar, no mínimo, 6 dB acima do valor das medições de ruído de fundo em cada uma das banda de interesse – os valores das medições preferencialmente devem ser 10 dB acima dos valores da medições de ruído de fundo em todas as bandas de interesse.

No experimento, realizou-se as medições do ruído de fundo em uma das faces de medições - com o motor desligado - para verificar se os valores das medições, em todas as bandas de 1/3 de oitava de interesse, apresentaram valores

de pelo menos 10 dB acima dos valores de medições do ruído de fundo. Na Figura 20, pode-se observar o resultado da medição na face frontal de medições: o ruído de fundo variou entre os valores de 42 a 22 dB na faixa de interesse e apresentou uma diferença superior a 20 dB ou dB(A) em todas as bandas de 1/3 de oitava na faixa de interesse.

6.3 CRITÉRIOS DE PRECISÃO DAS MEDIÇÕES DE INTENSIDADE SONORA.

Antes de iniciar-se a apresentação e discussão dos resultados do experimento, a primeira preocupação consistirá em assegurar os 3 critérios exigidos pelas normas ISO 9614-2 e ECMA-160, apresentados a seguir:

- Capacidade Dinâmica - critério 1: $L_D > \delta_{PI}$ adequação do equipamento de medição;
- Ruído estranho - critério 2: $F_{+/-} < 3$ indicador de potência parcial negativa para toda superfície dever ser menor que 3 dB;
- Repetibilidade - critério 3: $|L_{w(1)} - L_{w(2)}| \leq s$ repetibilidade da potência parcial executada duas vezes em cada ponto ou segmentos checando-se todas as bandas de frequência. As diferenças entre as duas medições devem situar-se dentro de certos limites.

Para confirmação dos critérios estabelecidos, serão apresentados os resultados dos experimentos analisados sobre as faces frontal e superior do motor, utilizando os combustíveis C1, C3 e C5, pela metodologia de varredura. Para confirmar o primeiro critério, realizou-se as medições do indicador p-i index, δ_{PI} ,

na face frontal, sobre os quatro segmentos de áreas iguais e sobre os dois segmentos, também de áreas iguais, sobre a superfície superior.

Conforme pode-se observar, na Figura 21, o critério 1 é satisfeito nos 3 experimentos utilizando-se os combustíveis C1, C3 e C5: todas as bandas situadas na faixa de interesse de 1/3 de oitava, apresentaram os valores das medições bem abaixo dos valores da capacidade dinâmica. Na Figura 22, por sua vez, pode-se notar que apenas a banda de 315 Hz - utilizando o combustível C5 - não atendeu o critério 1: o valor encontrado foi de 25,94 dB, ficando acima da capacidade dinâmica em 9,94 dB. Não obstante, todas as outras bandas de interesse foram satisfeitas. Pela razão de somente uma banda ter apresentado um valor acima da capacidade dinâmica do equipamento, a precisão esperada não será prejudicada [25].

Nas Figuras 23 e 24, pode-se analisar o critério 2 - que considera o quociente entre o somatório do módulo da potência sonora e o somatório das mesmas potências sem módulo - para averiguar se em cada banda na faixa de frequência de interesse foram apresentados valores de amplitudes, em dB, inferiores a 3 dB em todas as bandas de 1/3 de oitava. Da análise, concluímos que todos os valores apresentaram-se abaixo do limite estabelecido pelo indicador de ruído estranho, para ambas as faces. Na face frontal, em todas as bandas foram encontrados valores iguais a 0 dB. Porém, na face superior, a despeito de todas as bandas de interesse apresentaram valor abaixo do limite estabelecido, na banda de 400 Hz, constatou-se um valor 2,80 dB, com utilização do combustível C5. Deste modo, o critério 2 é assegurado em ambas as faces analisadas.

Nas Figuras 25 e 26, analisou-se o critério 3 - que considera a repetibilidade das medições e estabelece que a diferença entre as duas medições deve estar

dentro de certos limites de precisão. Constatou-se, novamente, que em todas as bandas de interesse, o critério 3 foi amplamente assegurado na face frontal. Já na face superior, observou-se que, com o combustível C5, a banda de 315 Hz apresentou um valor acima do limite de 2 dB: foi encontrado o valor de 6,68 dB; 4,6 dB acima do limite estabelecido. Entretanto, o valor total é assegurado. Assim, com os excelentes resultados apresentados mediante os critérios – mesmo com duas bandas utilizando o combustível C5 nos critérios 1 e 3, apresentando valores acima dos limites estabelecidos em cada critério, pode-se assegurar excelentes resultados no experimentos, utilizando os cinco diferentes tipos de combustíveis de competição: precisão aproximada de $\pm 1 \text{ dB}$, ou menor dentro da faixa de interesse.

6.4 CONCLUSÃO

Todos os itens abordados, no presente capítulo, objetivam garantir a precisão desde o planejamento dos parâmetros de medições – que assegurarão precisão às medições de intensidade sonora, destacando-se aqueles relacionados com o erro sistemático e aleatório de medições: tempo de medições, taxa de varredura da sonda sonora, distância da superfície de medição – até a avaliação dos critérios de precisão das medições. Assim, a precisão das medições que serão abordadas no próximo capítulo, serão asseguradas, especialmente por meio da análise dos resultados do Item 6.3 – critério de precisão das medições de intensidade sonora – que garantem os três critérios exigidos pela Norma ISO 9614-2: capacidade dinâmica, ruído de fundo e repetibilidade. Escolheu-se duas superfícies de medições para a análise dos três critérios, os quais foram, respectivamente, as

superfícies frontal e superior. Dentre os três combustíveis experimentados – C1, C3 e C5 – constatou-se que somente o C5 foi o que apresentou valores que excediam os limites estabelecidos: ocorreu apenas nas bandas de 315 Hz nos critérios 1 e 3. Desse modo, pode-se assegurar excelentes resultados nos experimentos mediante a utilização dos cinco diferentes tipos de combustíveis de competição.

7 - APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS EXPERIMENTOS

7.1 INTRODUÇÃO

A finalidade do presente Capítulo consiste em apresentar e discutir os resultados das análises do ruído total – ruído mecânico mais ruído de combustão – e do ruído de combustão gerados no motor Palio 1581 CC 16V utilizado nos experimentos, com uma taxa de compressão de 12,8; empregando cinco diferentes tipos de combustíveis de competição.

7.2 RESULTADO DOS EXPERIMENTOS A NÍVEIS TOTAIS NAS QUATRO FACES DO MOTOR UTILIZANDO A METODOLOGIA DE VARREDURA.

Nas Figuras 27 e 28, apresentou-se os resultados dos experimentos – usando-se os combustíveis C1, C2, C3, C4 e C5. Mediante a análise dos resultados, observou-se que, na face frontal, os valores de medições de intensidade sonora em nível global - ruído total da face frontal - com os C2, C3 e C4 foram os que apresentaram os valores mais elevados: C2 (101 dB), C3 (101 dB) e C4 (99,22 dB); seguido pelas faces: lateral direita, face superior, lateral esquerda e o segmento frontal sobre o cárter. Na face frontal observou-se que o combustível C5 apresentou o menor valor de ruído (98,60 dB); nas outras faces, os valores menores encontrados são os seguintes: superior C1 (94,80 dB), lateral esquerda C2 (94,80 dB), lateral direita C1 (96,40 dB) e, no segmento sobre o cárter C5 (95 dB). Como pode-se observar, o combustível C2 e C3 – de

mesmos valores – foram os que apresentaram os valores mais elevados de intensidade sonora em nível global na face frontal. O C4, por sua vez, apresentou a primeira colocação nas faces lateral direita, superior e sobre o segmento frontal do cárter: 97,60; 97,31; 96,50 dB, respectivamente. Na face lateral esquerda, o maior valor encontrado foi do C1: 96,84 dB; ficando o C4 com o segundo maior valor (96,60 dB) e o C2 apresentou o menor valor (94,80 dB). Todas as superfícies do motor estão mostradas nas Figuras 13, 14, 15, e 16.

7.3 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS NAS QUATRO FACES DO MOTOR NAS BANDAS DE 125 Hz.

Mostra-se nas Figuras 29 e 30, os resultados dos experimentos em quatro faces do motor em valores totais do ruído de combustão encontrados nas bandas de 125 Hz. O objetivo foi quantificar os níveis de ruídos de combustão por faces do motor usando os cinco diferentes tipos de combustíveis de competição.

Para se assegurar que o ruído de combustão, encontra-se na banda de 125 Hz, calculou-se a frequência fundamental de excitação das forças dos gases - responsável pelo ruído de combustão - que é fornecida pela seguinte Equação [55]: rotação do motor (RPM)/(2x60)x4 = 116,70 Hz. A Equação foi multiplicada por quatro, posto que em cada rotação do girabrequim temos duas explosões em cilindros distintos. Logo, o ruído de combustão cairá na banda de 125 Hz.

Analisando-se, primeiramente, a Figura 29, percebe-se que, com o C4, o nível de ruído de combustão foi o mais elevado nas face frontal (F), superior (S) e sobre o

segmento do cárter (C): 95,72 dB, 95,20 dB e 94 dB, respectivamente. Os valores percentuais - relativos ao nível de energia total de cada face - nas respectivas faces foram: 44,70%, 61% e 55,34%. Assim, pode-se concluir que a face de maior transmissibilidade de ruído de combustão foi a face frontal. Todavia, a diferença entre as faces frontal e superior foi de apenas 0,52 dB. Entretanto, a face superior foi responsável por 61% do total de energia irradiada desta face; ou seja 61 % do ruído total corresponde ao ruído de combustão : o ruído total – ruído mecânico mais o ruído de combustão – foi de 99,22 dB. Mantendo o mesmo raciocínio da análise, mostra-se na Figura 30 que na face lateral esquerda (LE) o combustível C3 apresentou o maior nível de ruído de combustão e maior percentual em relação ao ruído total : 86.15 dB (11,20%); ficando o C4 e C5, com os seguintes valores: 82,70 dB (4,10%) e 83,05 dB (4,62%); seguido pelos C1 e C2 com os seguintes valores: 82,14 dB (3,74%) e 82 dB (5,20%). Já na face lateral direita (LD), apresentaram os seguintes valores de classificação: C4, C5, C3, C2 e C1: 94,45 dB (48,84%), 93,40 dB (44,70%), 93,33 dB (41,62%), 91,40 dB (31%) e 84,56 dB (6,57%), respectivamente. No segmento sobre o cárter, encontrou-se a seguinte classificação – Figura 29: C4, C5, C1, C3 e C2: 94 dB (55,34%), 92 dB (49,10%), 92 dB (49%), 91 dB (37,16%), 89,33 dB (25,10%). E finalmente na face superior, encontrou-se a seguinte classificação – Figura 29: C4, C3, C2, C5 e C1: 95,20 dB (61%), 94,20 dB (56,40%), 94 dB (62%), 91,50 dB (43,72%), 91,50 dB (47,13%), respectivamente. Observa-se, claramente que a face superior é a principal irradiadora do ruído de combustão: todos os combustíveis apresentaram valores elevados da porcentagem do ruído de combustão em relação ao ruído total do

motor. Todos os combustíveis usados nos experimentos apresentaram valores percentuais de energia de combustão acima de 40% do ruído total do motor na análise desta face.

7.4 INTENSIDADE SONORA E POTÊNCIA SONORA MÉDIA PONDERADA DAS QUATRO SUPERFÍCIES DO MOTOR.

Na Figura 31, mostra a classificação de intensidade e potência sonora média ponderada dos cinco combustíveis usados no experimento. O valor de intensidade sonora média ponderada, \bar{I} , foi calculada pela seguinte Equação [4]:

$$\bar{I} = \frac{\sum_{i=1}^N I_i S_i}{\sum_{i=1}^N S_i} \quad (7.1)$$

em que:

N é o número total de superfícies de medições, S_i é a área de cada superfície e I_i é a componente da Intensidade perpendicular a S_i .

O cálculo da potência sonora, por sua vez, pode ser obtida a partir do nível de intensidade média ponderada, \bar{I} , obtido pela Equação 7.1 e pela somatória de todas as superfícies de medições, através da Equação [4]:

$$L_w = \bar{L} + 10 \log \left(\frac{S}{S_0} \right) \quad (7.2)$$

Dessa maneira, analisando-se o Figura 30, conclui-se que C2 apresentou o maior valor de intensidade média ponderada e potência sonora média ponderada: 96,55-97,85 dB. Já o C4 ficou em segunda colocação, com os seguintes valores: 94,83-96,13 dB. O C3 classificou-se com a terceira colocação (94,17-95,50), seguido pelos C5 e C1, com os seguintes valores: 93,90-95,20 dB e 93,80-95,10 dB, respectivamente. Da análise, é possível considerar, também, que os C1 e C5 obtiveram o mesmo valor.

7.5 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.

Uma das maneiras pelas quais pode-se justificar a classificação dos níveis de ruído total da face frontal do motor – referente ao Item 7.2, com os C2, C3, C4, C1 e C5 - podem ser através da análise de propriedades dos combustíveis que proporcionam aumento à potência de saída do motor. A título de ilustração, pode-se citar o enchimento volumétrico, definido como a maior quantidade de massa da mistura – relação ar/combustível - que pode ser introduzida no interior da câmara de combustão no estado vaporizado; desde que o ponto final do processo de geração de calor latente de vaporização ocorra à tempo da admissão do combustível na câmara de combustão. Ou seja, não pode ocorrer a mudança do estado líquido para vapor antes do tempo de admissão. Se isso ocorrer haverá tamponamento: o combustível é totalmente evaporado bem antes do tempo de admissão [55,56,57]. Como existem três maneiras

pelas quais pode-se obter maior enchimento volumétrico nas câmara de combustão, que podem ser através dos seguintes fatores: aumentando-se a densidade da mistura, em rotações específicas do motor e através de projetos ou modificações que melhorem o sistema de admissão. Como o motor não foi alterado e todos os parâmetros foram mantidos constantes, a única possibilidade disponível para um bom enchimento, sem duvida, é através do resfriamento da mistura na tubulação de admissão que proporcionará aumento da densidade da carga. O resfriamento, uma vez mantido todos os fatores que poderiam influenciar constantes, depende do combustível utilizado: composição, no caso de combustíveis derivados do petróleo, calor latente e do tempo do ciclo em que ocorre a injeção do combustível na tubulação de admissão [55, 56, 57]. Desse modo, a eficiência do enchimento depende, fundamentalmente, do que ocorre com a carga na tubulação de admissão: se os combustíveis forem adequados para as condições operacionais de um motor específico de tal maneira que o efeito de enchimento volumétrico seja bem aproveitado, tem-se um aumento da massa de ar que poderá ser introduzida na câmara de combustão, em decorrência do aumento da densidade, processo este que ocorre através do resfriamento da mistura. Assim, se maior quantidade de carga for introduzida no interior da câmara de combustão - logo após a mudança de estado líquido para vapor de todo o combustível - maior quantidade de combustível poderá ser introduzido na câmara, o que acarretará aumento nas força dos gases inerciais e, conseqüentemente, maior potência efetiva do motor poderá ser entregue [16, 18, 19, 20, 55].

Para enfatizar a discussão apresentada acima, classificou-se em ordem decrescente o enchimento dos combustíveis usados nos experimentos: C4, C5, C3, C2 e C1 [55]. Assim, essa classificação é uma das variáveis que se pode utilizar para estabelecer correlações entre o enchimento, potência de saída e o ruído de combustão. Observa-se que é a mesma classificação da relação ar/combustível, apresentada na Tabela 5.

A par disso, prosseguindo com a presente discussão – referente ao Item 7.2 – observa-se que na face superior, a classificação seguiu praticamente a mesma tendência da classificação da face frontal: C4, C2, C3, C5 e C1. O combustível C4 ficou com o valor maior, ficando os combustíveis C2 e C3, praticamente com o mesmo valor. Como o método de intensidade sonora é uma ferramenta bastante útil para a identificação e classificação de fontes de ruído, uma das explicações possíveis para a mudança da classificação – de C2 para C4 - pode estar relacionada com a proximidade do cabeçote, o qual está bem próximo das câmaras de combustão que são facilmente excitadas pela força dos gases, que ocasionarão vibrações no cabeçote, o qual, por seu vez, irá resultar na irradiação do ruído através da tampa do cabeçote [16]. Se a hipótese for verdadeira, pode-se inferir que, na face superior o C4 – apesar da diferença não ser elevada – atuará com maior nível de pressão dentro da câmara de combustão o que ocasionará maior força de excitação, tendo em vista que o efeito do enchimento, mantidas as mesmas condições de operacionalidade do motor com o C4, foi maior que o dos outros combustíveis [55].

Na face lateral esquerda – referente ao Item 7.2 – obteve-se a seguinte classificação: C1, C4, C5, C3 e C2. Houve uma repentina mudança entre os combustíveis C1 e C2. O C1 de última colocação - como ocorreu nas faces frontal e superior - passou para a primeira, e o C2 passou para a última colocação. Uma explicação lógica para tal alternância pode ser explicada pelo fato do motor possuir o coletor de admissão e escapamento ambos situados no lado direito do motor – tomando-se a Figura 13 como referência. Como no Item 7.2 foi analisado o ruído total – que engloba o ruído mecânico mais o ruído de combustão – pode-se considerar que o ruído de combustão, nesta face, foi bastante atenuado: a excitação das forças dos gases, inerciais e das forças reversíveis sobre o cilindro podem estar atuando de tal maneira que gerem menor nível de ruído de combustão sobre esta face do que na face frontal e na face superior. E como a força reversível, atua em magnitude menor que as outras formas de forças [58], admitir a suposição que o ruído de combustão é bastante atenuado nesta face do motor é bastante razoável. Para melhor entendimento, pode-se descrever o caminho seguido no processo de geração do ruído, que são: pistão, camisas de cilindro, dutos de água e, finalmente, irradiado pelo bloco do motor e painéis do cárter [16]. Tal suposição, certamente, será reforçada pela análise da irradiação do ruído de combustão sobre essa face, em que o ruído de combustão será separado do ruído total irradiado. Mantendo a mesma suposição estabelecida anteriormente, observa-se que o C4 passou de primeira, na face superior, para a segunda colocação nesta face. Essa alternância pode ser enfatizada

ao separar-se o ruído de combustão do ruído total do motor; pois, assim, tem-se certeza do valor atenuado do ruído de combustão nesta face do motor.

Na face lateral direita - em que estão o coletor de admissão e escapamento do mesmo lado - verifica-se que a classificação do nível de ruído total do motor foram os seguintes: C4, C3, C5, C2 e C1. Nessa face, espera-se que os valores dos resultados estão mais sujeitos ao ruído de combustão gerado pelas forças dos gases que atuarão no pistão, admissão e escapamento. Assim, pode-se supor que o ruído de combustão dessa face lateral direita deverá ser mais elevado que o da face lateral esquerda, em decorrência do maior número de fontes de ruído correlacionadas diretamente com a geração do ruído de combustão.

No segmento sobre o cárter, a classificação foi praticamente a da face superior; apenas observou-se uma alteração entre os C1 e C5. Este fato pode ser explicado em decorrência do cárter ser, também, um bom irradiador do ruído de combustão. A literatura [16], descreve o processo de geração do ruído até o cárter: as forças dos gases e inerciais atuam sob o pistão e o pistão atuará na camisa do cilindro, biela, eixo da manivela que finalmente chegará até o cárter.

No item anterior, considerou-se os efeitos do enchimento para tentar explicar os resultados dos níveis de ruído total do motor irradiado das faces do motor. Evidentemente, o efeito de um bom enchimento sempre favorece o acréscimo da potência de saída e, conseqüentemente, o ruído de combustão. Porém, existem outros fatores que igualmente contribuem para o aumento da potência dos motores; entre estes, pode-se mencionar: velocidade de queima, relação ar/combustível, poder

calorífico inferior, entre outros. Desse modo, seria equivocado atribuir-se ao enchimento a total responsabilidade pelo acréscimo de potência de saída ou de ruído de combustão. A velocidade de queima dos combustíveis constitui outro parâmetro bastante importante para incrementar a potência de saída. Considerando-se que a queima dos combustíveis consome um certo tempo - decorrente da velocidade de propagação da chama - se a velocidade de propagação da chama possuir uma velocidade de chama mais rápida, será possível a obtenção de um maior rendimento térmico. Assim, quanto maior a rotação do motor, mais eficiente será o efeito da velocidade de queima, pois o ajuste do ponto da faísca proporcionará um melhor aproveitamento da energia disponível na câmara de combustão [55, 56].

Como nos experimentos fixou-se a rotação em 3500 RPM, a grande vantagem que a velocidade de queima poderia proporcionar não será expressivamente relevante: não se consegue um pico súbito de energia em uma posição desejável para o faiscamento de ignição. Logo, quanto maior a rotação do motor, mais eficiente será o efeito da velocidade de queima para o acréscimo da potência de saída e consequentemente um aumento esperado do ruído de combustão [55, 56].

Focalizando o objetivo no experimento - quantificação do ruído de combustão - a discussão do Item 7.3 será muito mais importante que a do Item 7.2, levando-se em conta que nesse Item, tem-se a oportunidade de fortalecer a correlação anteriormente suposta entre o enchimento as grandezas potência de saída e ruído de combustão. Pois, o enchimento é a propriedade mais relevante dos experimentos, uma vez que foram mantidos constantes: avanço, rotação, relação ar/combustível. E mesmo a

potência foi limitada em decorrência da elevada taxa de compressão do motor que foi de 12,80. Foi fixado o avanço em 24 graus para evitar a detonação dos combustíveis. Para o ajuste do ponto usamos o C1 que possuía o menor valor de octanagem, veja Tabela 5.

Discutindo-se os resultados encontrados na face frontal – referente ao Item 7.3 – foi encontrada a seguinte classificação: C4, C3, C2, C1 e C5. Como os resultados já foram apresentados no Item 7.3, neste Item apenas discutiu-se os resultados encontrados. Comparando a classificação dos combustíveis entre os itens 7.2 e 7.3, observa-se uma mudança significativa do C4 : de terceiro na ordem de classificação decrescente passou para primeiro. Já, entre os C3, C2, C1 e C5 não houveram alterações na classificação. Apesar do C4 e C3 terem apresentado o mesmo valor de nível de ruído de combustão, o percentual em relação ao nível de energia total do C4 foi bem maior: 44,70% contra 25,43% do C3. Observa-se, rapidamente, que a classificação – referente ao Item 7.3 – aproximou-se bastante da classificação em ordem decrescente de enchimento: C4, C5, C3, C2 e C1. Apenas o C5 de segunda colocação – classificação do enchimento passou para a quinta posição; porém, a diferença em dB entre os C1 e C5 é desprezível. Então, analisando os resultados obtidos na face superior – referente ao mesmos Item – constatou-se alteração somente entre os C1 e C5. Porém, o valores de ambos foram os mesmos, havendo diferença no valor percentual da energia de combustão em relação à energia total do ruído: C1-47,13% e C5-43,72%. Porém, os valores percentuais de todos os combustíveis - referente ao nível de energia total destas faces – são superiores. Logo, pode-se

concluir que a face superior é bastante sensível a geração do ruído de combustão. Um outro aspecto, relevante, com relação a face frontal, é o fato do C4 apresentar um valor percentual de energia de combustão bastante elevado com relação aos outros combustíveis: 44,70%. Visto que na classificação do Item 7.2, o C4 ocupava a terceira classificação de ordem decrescente e passou para primeira, que foi exatamente em decorrência este valor percentual elevado da energia de combustão irradiada desta face.

Na face lateral direita, a classificação foi exatamente igual a classificação de ordem decrescente do enchimento. Ou seja, o C5 passou a ocupar a mesma classificação de ordem decrescente do enchimento: segunda colocação. Esta mudança foi uma incógnita que ainda não se pode explicar com toda a clareza tecnicamente. Porém, sabe-se que a velocidade de queima do C5 – para as condições do experimento – é somente superior ao C1. A classificação da velocidade de queima em ordem decrescente dos combustíveis testados são: C4, C2, C3, C5 e C1 [55] e com relação ao enchimento o mesmo classifica-se em segunda colocação. Mesmo sabendo que a rotação do motor não foi elevada – os experimento foram realizados a uma rotação de 3500 RPM – pode-se supor que a velocidade de queima do C5 possa ter influenciado os resultados nas faces frontal e superior; já que a velocidade de queima pode inferir no pico ótimo de pressão dentro da câmara de combustão e este pico está relacionado com as forças dos gases. E deste modo, não é capaz de gerar picos de energia de formato mais agudos, que atuariam dinamicamente mais rápidos e seriam menos atenuados que os formatos de picos mais achatados: que possuem

maior tempo de contato [55]. Uma outra suposição diz respeito às condições do teste que foram realizadas os experimentos. Estas condições, podem ter prejudicado a performance deste combustível.

Na face esquerda, referente ao Item 7.3, o C3 classificou-se com o valor mais elevado e o C5 com o segundo valor. Entretanto, os C4 e C2 - que foram os que apresentaram o maior percentual de energia de combustão em relação à energia total do ruído nas faces frontal e superior – ficaram na terceira e última classificação de ordem decrescente, respectivamente. Esta alteração, sem dúvida, foi ocasionada pela redução do ruído de combustão nesta face. Entretanto o C5, permaneceu na mesma classificação que tinha na face lateral direita. Como já abordado, anteriormente, no Item 7.2 e, agora reforçado neste, a face lateral esquerda foi a face que apresentou os menores níveis de ruído de combustão. E isso, foi ocasionado pelo menor número de fontes de ruídos nesta face: a admissão e o escapamento estão do mesmo lado a estes componentes, além de serem fontes de ruído que estão correlacionadas com o ruído de combustão – tempo de admissão e escapamento – possuem, também, áreas significativas de irradiação de ruído. E com a face lateral esquerda, possuem componentes que não estão correlacionadas com o ruído de combustão, tais como: motor de arranque, filtro de óleo, motor da ventoinha entre outros. Assim, nossa afirmativa com relação a redução do ruído de combustão nesta face foi assegurada.

Finalizando este capítulo, discutiu-se os resultados do Item 7.4 em que calculou-se o nível global da intensidade sonora média ponderada e, também, da potência

sonora média ponderada das faces analisadas para classificação do ruído total por combustível utilizados nos experimentos.

O maior valor da intensidade ponderada, como apresentado no Item 7.4, foi na face frontal com o C2 seguido pelo C4. Os outros combustíveis tiveram praticamente o mesmo valor ficando com a seguinte classificação: C3, C5 e C1. O maior valor com o C2 deve-se ao fato de ter apresentado um valor de 101 dB, a nível de ruído total, contra 99,22 dB do C4, também, sobre a mesma face. E como a diferença foi de 1,78 dB, isso fez com que o C2 ficasse classificado em primeira colocação. Porém, analisando-se os resultados - primeiramente a nível global do ruído total - constatou-se que o C4 apresentou os valores maiores nas seguintes faces: superior, segmento do cárter e lateral direita. Já os resultados a nível global do ruído de combustão, o C4 apresentou os valores maiores nas seguintes faces: frontal, segmento do cárter, superior e lateral direita. Deste modo, fica claro que se não fosse o valor de 101 dB do C2 na face frontal, o C4 teria apresentado o valor mais elevado.

7.6 CONCLUSÃO

Observa-se, claramente, que dependendo do tipo de combustível utilizado não houve uma relação direta entre a potência e o ruído de combustão. O C2, por exemplo com uma potência de 18,30 HP - segundo valor maior na classificação de potência – obteve a terceira classificação em ordem decrescente na face frontal e superior e a última classificação (menor valor) na face do segmento do cárter e do lado esquerdo do motor.

Entretanto, o C4 apresentou uma correlação entre o ruído de combustão e potências nas faces frontal, superior, no segmento do cárter e na faces lateral direita. Assim, o C4 apresentou uma ótima correlação entre potência, enchimento e velocidade de queima.

Com o C5 – terceira classificada em valor de potência – também, não apresentou uma correlação direta entre a classificação do ruído de combustão e a classificação da ordem de potência. Este combustível apresentou a segunda classificação na face lateral direita e esquerda e sobre o segmento frontal do cárter e quarta e quinta classificada na face superior e frontal, respectivamente.

Já o C3 - classificado com o quarto valor de potência – também, teve uma classificação variada do ruído de combustão sobre as faces: lateral esquerda (valor mais elevado), frontal e superior (segundo valor) lateral direita (terceiro valor) e no segmento do cárter (quarto valor).

O C1 – classificado com valor mais baixo na classificação de potência – apresentou as seguintes variações com relação à classificação de potência, sobre as faces do motor: segmento do cárter (terceiro valor), frontal e lateral esquerda (quarto valor) e na superior e lateral direita (quinto valor).

Então, pode-se concluir que houve correlações facilmente identificadas e outras que necessitam de mais estudos para serem claramente entendidas e controladas. Como exemplo, pode-se citar as condições estabelecidas para os experimentos, que podem ter dificultado a performance de alguns combustíveis que poderiam apresentar

uma performance melhor em outras condições – já que o experimento foi realizado em regime estacionário com vários parâmetros mantidos constantes.

Entretanto, o objetivo de classificar e identificar as principais fontes de ruído de combustão foi atingida; mesmo havendo certas variações – com relação a classificação percentual do nível de energia do ruído de combustão – os resultados foram bastante coerentes e as variações podem ser explicadas através das variações do processo de geração de ruído interno e das atenuações. Ou seja, alguns combustíveis – pelas próprias limitações das condições operacionais e do processo de geração das forças e da maneira de atenuações diferentes de uma face para outra – apresentaram comportamentos atípicos do esperado – tendo como parâmetro de referência as propriedades e condições operacionais que não são completamente entendidos e necessitam serem monitorados para melhor entendimento das variações nos motores automotivos.

8 - CONCLUSÃO

Todos os capítulos abordados no desenvolvimento deste trabalho tem um caráter bastante prático para auxiliar os profissionais interessados na identificação do ruído de combustão utilizando diferentes tipos de combustíveis de competição. Cada capítulo teve como objetivo fornecer conhecimento graduais para entendimento dos conceitos e dos parâmetros necessários para o desenvolvimento deste trabalho.

Como os dois últimos capítulos foram os mais importantes para realização e discussão dos experimentos, estes serão concluídos neste capítulo:

No capítulo 6 – que trata do planejamento do experimento – concluiu-se que a precisão para as medições de intensidade sonora foram asseguradas pela análise dos três critérios exigidos pela norma ISO 9614-2, que são: capacidade dinâmica, ruído de fundo e repetibilidade da medições. Dentre os três combustíveis experimentados, C1, C3 e C5, constatou-se que somente o C5 foi o que apresentou valores que excediam os limites estabelecidos: ocorreu apenas nas bandas de 315 Hz nos critérios 1 e 3:

Capacidade Dinâmica: $L_D > \delta_{PI}$ adequação do equipamento de medição e a

Repetibilidade: $|L_{wi}(1) - L_{wi}(2)| \leq S$ repetibilidade da potência parcial executada duas vezes em cada ponto ou segmentos checando-se todas as bandas de frequência, respectivamente. Desse modo, pode-se assegurar excelentes resultados de medições em nossos experimentos mediante a utilização dos cinco diferentes tipos de combustíveis de competição.

Finalmente, concluindo o capítulo 7 em que abordou-se a apresentação e discussão dos resultados. A primeira conclusão é que o método de intensidade sonora é seguro para identificação de fontes de ruído de combustão em motores automotivos. Uma vez garantida a precisão das medições pela análise dos indicadores de campo, o método demonstrou claramente quais foram as faces do motor que apresentaram maiores níveis do ruído total e do ruído de combustão usando os diferentes tipos de combustíveis de competição. E através destes resultados, pode-se classificar e tirar importantes conclusões sobre o ruído de combustão. Ficou claro que, o C4 foi o combustível que destacou-se em termos de potência e ruído de combustão. E estes parâmetros tiveram boa correlação com o enchimento e a velocidade de queima deste combustível

A correlação entre o ruído de combustão e a classificação em ordem decrescente do enchimento, demonstrou que foi bastante satisfatória nas faces frontal, superior, lateral direita. Entretanto, o enchimento – apesar de ser uma propriedade bastante influente nas condições operacionais dos experimentos que adotamos – existem outras propriedades que podem ter características diferentes sob cada combustível. Entre estas podemos citar a velocidade de queima, que pode ter influenciado o C5 que mediante a classificação decrescente da velocidade de queima entre os combustíveis ficou em quarta colocação e na classificação decrescente do enchimento, ficou em segunda colocação. E, assim, esta diferença de classificação entre estas duas propriedades podem, por exemplo, explicar as variações de classificação do ruído de combustão em que o C5 obteve nos experimentos. Uma outra

variável pode estar relacionada com as próprias condições do experimento para o C5: pode ser que estas condições não foram adequadas para um bom desempenho deste combustível - em que mantivemos vários parâmetros operacionais constantes.

Como conclusão final, concluí-se, mais um vez, que o método de intensidade sonora pode ser utilizado para obtenção do ruído de combustão através do ruído total do motor – soma entre o ruído mecânico com o ruído de combustão. E, assim, auxiliar no desenvolvimento de novos projetos de motores e na comparação do ruído de combustão usando diferentes tipos de combustíveis.

8.1 RECOMENDAÇÕES PARA CONTINUIDADE

Para continuidade deste trabalho, recomenda-se os seguintes assuntos:

- Influência do ponto de ignição com a geração de ruído de combustão
- Análise do ruído de combustão em regime transiente do motor de 2000 a 7000 RPM
- Correlação entre o ruído de combustão irradiado e a pressão dos gases na câmara de combustão.

9 - APÊNDICES

9.1 - APÊNDICE A

INDICADOR DE CAMPO LOCAL

Para a dedução do indicador local, considera-se uma onda plana progressiva propagando-se em um campo livre (campo acústico que se encontra numa área distante das superfícies refletoras de modo que elas exercem efeito desprezível sobre a região de interesse). Assim, a intensidade sonora em uma direção arbitrária é definida segundo [53]:

$$I_r = - \frac{P^2}{\rho c} \left(\frac{1}{K} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial r} P \right) \right) \quad (A.1)$$

onde: o fator $\left(\frac{1}{K} \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right)$ é o gradiente de fase na direção \vec{r} , normalizado pelo gradiente de fase do campo livre ($K = \frac{2\pi}{\lambda}$), e λ é o comprimento de onda. A equação (A.1), pode ser representada da seguinte forma:

$$\frac{K}{\left(\frac{\partial \Phi}{\partial r} P \right)} = - \left(P^2 / \rho c \right) / I_r \quad (A.2)$$

Aplicando-se logaritmo à equação (A.2) e sabendo-se que o nível de intensidade sonora e o nível de pressão sonora são fornecidos por:

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right) \quad (\text{A.3})$$

$$L_i = 10 \log \frac{|I|}{I_0} \quad (\text{A.4})$$

onde:

$P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ é a pressão de referência [Pa];

$I_0 = 10^{-12}$ é a intensidade de referência [W/m^2].

Arranjando-se, dessa forma, adequadamente o segundo membro da equação (A.2) para que as equações (A.3) e (A.4) possam ser utilizadas, obteremos:

$$10 \log \left(\frac{K}{\frac{\partial \Phi}{\partial r} P} \right) = L_p - L_{|I|} \quad (\text{A.5})$$

A parcela, $10 \log \left[\frac{P_o^2}{\rho c I_0} \right]$, onde $\frac{P_o^2}{\rho c I_0} = 0,0096$, por ser uma pequena

correção no ar, não foi considerada no segundo membro da equação (A.5) pelo fato de poder ser negligenciável.

Desse modo, a equação (A.5), pelo resultado atingido, representa o indicador pressão-intensidade local, $\delta_{p|I|}$, o qual foi conceitualmente definido no Capítulo 4, item 4.1, como a diferença entre o nível de pressão sonora e o módulo de intensidade sonora no ponto de medição. É importante salientar ainda que, pela consideração feita aqui - referente a uma onda plana progressiva propagando-se em um campo livre - por se tratar de um caso ideal, em nada diferirá se as medições forem realizadas em outro campo de medição.

Tendo-se conhecimento de todas as suposições acima consideradas e, sabendo-se que para um campo livre, a relação entre intensidade sonora e pressão sonora podem ser fornecidas por [4]:

$$I = \frac{P_{rms}^2}{\rho c} \quad (A.6)$$

onde:

ρc = impedância do ar = 415 [kg/m²s], a 20° C, e pressão barométrica de 1013 mbar.

Substituindo-se estes valores na equação (A.5), obtém-se o seguinte valor [4]:

$$\delta_{P|I} = L_P - L_{|I|} = 0,16 \text{ dB} \quad (\text{A.7})$$

Portanto, uma pequena diferença entre o nível de pressão sonora e o nível de intensidade sonora, indicam que a obtenção de uma alta precisão nas medições de intensidade sonora somente ocorrerá em um ambiente adequado (caso ρC fosse igual a $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ tal diferença seria de 0 dB).

Por outro lado, quando a sonda de intensidade sonora estiver colocada em uma certa posição e orientação de um campo sonoro, em que as suposições consideradas sejam diferentes da idealização adotada acima, os valores deste indicador poderão variar nos pontos de medição. Por sua vez, se os valores encontrados situarem-se na faixa de variação desejada (para valores inferiores a 5 dB, considera-se o ambiente acústico satisfatório [4], o indicador estará indicando a precisão e adequação do ambiente das medições de intensidade sonora. Assim, se tais valores ultrapassarem 5 dB - caso em que o ângulo de fase da cadeia de medição (erro relativo à cadeia de medição) aproxima-se do ângulo de fase dos sinais de pressão sonora (valor verdadeiro) - os valores de intensidade sonora serão diferentes dos valores existentes no campo acústico, o que torna o indicador $\delta_{P|I}$, um guia útil para indicar a dificuldade de obtenção de medições corretas de intensidade sonora.

9.2 - APÊNDICE B

INDICADOR PRESSÃO-INTENSIDADE RESIDUAL

A dedução da equação para o indicador local, $\delta_{p|I|}$, deduzida no Apêndice A, partiu de suposições ideais, em que foram descartadas variáveis reais que afetam o resultado das medições (tal como a não adequação de fase entre os dois canais e o transdutor). Neste Apêndice, será deduzida a equação para o indicador residual, o qual está diretamente relacionado com a diferença de fase entre os dois canais de medição, incluindo-se os microfones.

Para que tais fatores sejam considerados nas medições e, conseqüentemente, na análise da precisão dos resultados, a sonda de intensidade sonora deve ser colocada em um campo sonoro especialmente controlado e de pressão uniforme (como aquele existente no acoplador de intensidade sonora, utilizado em um calibrador de intensidade sonora), fazendo com que a intensidade incidente seja igual a zero e que não haja diferença de fase entre os sinais de pressão sonora (os valores de intensidade sonora que existirem serão função da diferença de fase entre os canais de medições, incluídos os transdutores).

Em função do que foi definido, pode-se considerar o valor de intensidade sonora, utilizando-se o método dos dois microfones, em um campo harmônico, aproximado pela equação [53]:

$$I = - (P_1 P_2) \sin(\Delta\Phi) / (\rho \omega \Delta r) \quad (B.1)$$

onde:

P_1 = sinal de amplitude do microfone 1;

P_2 = sinal de amplitude do microfone 2;

$\Delta\Phi$ = diferença total de fase (diferença de fase da cadeia de medição adicionada da diferença de fase dos sinais de pressão sonora);

Δr = espaço entre os dois microfones.

Essa diferença, então, pode ser representada pela equação:

$$\Delta\Phi = \Delta\Phi_p \pm \Delta\Phi_\epsilon \quad (\text{B.2})$$

onde:

$\Delta\Phi_p$ = diferença de fase verdadeira causada pelo campo acústico;

$\Delta\Phi_\epsilon$ = diferença da fase da cadeia de medição.

Substituindo a equação (B.2) na equação (B.1) e, considerando-se que, em baixas frequências, as pressões em cada microfone são praticamente idênticas, o valor rms pode ser utilizado, ao invés do valor individual de pressões,

$P_1 = P_2 = P_{rms}$, e para Δr e $\Delta\Phi$ suficientemente pequenos, $\sin(\Delta\Phi) = \Delta\Phi$, teremos [53]:

$$I = - (P^2 \Delta\Phi) / \rho \omega \Delta r = I_n + P^2 \Delta\Phi_\epsilon / \rho \omega \Delta r \quad (B.3)$$

O segundo termo, do lado direito da equação (B.3), representa a intensidade residual, que é diretamente proporcional ao valor quadrático médio da pressão sonora (esta parcela é, da mesma forma, responsável por um dos tipos de erro sistemático que ocorre no método de intensidade sonora).

Considerando-se somente a segunda parcela do lado direito da equação (B.3), (sendo $\Delta\Phi_p = 0$), obteremos a parcela da intensidade residual, existente em virtude da diferença de fase da cadeia de medição, I_r [53]:

$$I_r = \frac{P_{rms}^2 \Delta\Phi_\epsilon}{\rho \omega \Delta r} \quad (B.4)$$

A equação (B.4) pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\frac{\omega \rho \Delta r}{\Delta \Phi_{\epsilon}} = \frac{P_{rms}^2}{I_r} \quad (B.5)$$

Multiplicando-se a equação (B.5) por $\frac{P_o^2}{I_o}$ e aplicando-se logaritmo, será obtida a equação do indicador residual, δ_{PI0} , em função dos parâmetros da equação (B. 5) [60]:

$$\delta_{PI0} = 10 \log \left(\frac{\omega \rho I_o \Delta r}{P_o^2 \Delta \Phi_{\epsilon}} \right) = L_{P0} - L_{I0} \quad (B.6)$$

em que:

$P_o = 2 \cdot 10^{-5}$ = pressão de referência [Pa];

$I_o = 10^{-12}$ = intensidade de referência [W/m^2];

L_{P0} = nível de pressão sonora = $10 \log \left(\frac{P^2}{P_o^2} \right)$;

L_{I0} = nível de intensidade residual = $10 \log \frac{I}{I_o}$.

Analisando-se a equação (B.4), observa-se, novamente, que o indicador pressão-intensidade residual é proporcional à diferença de fase existente entre os

dois canais de medição do analisador, da mesma maneira que o indicador $\delta_{P|I|}$ representa a diferença de fase total no ponto de medição considerado. Logo, tal indicador possui a capacidade de quantificar o casamento de fase dos canais de medição e, como consequência, a qualidade da cadeia de medição. Os valores de δ_{PIO} , dependentes dos parâmetros ω , ($\omega = 2\pi f$), e $\Delta\Phi_\epsilon$. Tendo em vista que os outros parâmetros são constantes para cada configuração do espaçador dos microfones da sonda de intensidade sonora, eles deverão apresentar valores elevados, indicando que o nível da intensidade residual é baixo (conseqüentemente, um bom casamento de fase entre os canais de medição). Logo, quanto mais elevado forem os valores do indicador residual, δ_{PIO} , melhor será a qualidade de toda a cadeia de medição (analisador e microfones), indicando que a diferença de fase entre os dois canais poderá ser bem menor que a diferença de fase obtida através das medições de intensidade em um campo sonoro real. Assim, as medições serão mais precisas, assegurando dessa forma uma ótima capacidade dinâmica, o que possibilita medições de baixo nível de intensidade sonora.

Para que se tenha uma idéia dos valores satisfatórios encontrados para δ_{PIO} nas medições, podemos calcular o valor de tal indicador, adotando um valor típico de $\Delta\Phi_\epsilon$, para um analisador na banda de 100 Hz.

Em baixas frequências, o comprimento do espaçador é pequeno em relação ao comprimento de onda sonora, ocasionando uma aproximação entre a diferença de fase do campo sonoro e a diferença de fase dos canais de medição, de $\pm 0,15$ dB e considera um espaçador de 12 mm para obter o valor de 9,7 dB. Para

encontrar tal resultado, basta aplicar a equação (B.6). Os valores das bandas de 1/3 de oitava, subsequentes, deverão apresentar valores superiores a 9,7 dB para a precisão desejada (aplicando-se novamente a equação (B.6) para 125 Hz, encontra-se $\delta_{PIO} = 10,6$ dB). E para valores inferiores, a banda de 100 Hz, δ_{PIO} será inferior ao valor de 9,7 dB (em 50 Hz $\delta_{PIO} = 6,7$ dB).

9.3 - APÊNDICE C

ERRO DE FASE EXISTENTE ENTRE OS DOIS CANAIS DE MEDIÇÃO

A existência de diferença de fase entre os dois canais de medição ocasionará um erro na determinação da intensidade sonora, em decorrência da parcela de intensidade residual, conforme constatado no Apêndice B. Assim, uma maneira de quantificar este erro consiste em efetuar o quociente entre a intensidade residual, I_r (medida em um campo sonoro controlado de pressão sonora uniforme, tal qual aquela existente no acoplamento do calibrador de intensidade) e a intensidade sonora, I_0 , tomada como referência, de uma onda plana progressiva existente em um campo livre. Tal como no Apêndice B, em que considerou-se a incidência de ondas harmônicas sobre os microfones para a obtenção da intensidade sonora¹, para qualquer faixa de frequência, também, aqui, utiliza-se a mesma equação para dedução da equação do erro estimativo relativo à diferença de fase entre os canais de medição. Partindo-se, então, do quociente [4]:

$$\frac{I_r}{I_0} = \frac{(P_1 P_2) \cdot \sin(\Phi_\varepsilon) / \rho \omega \Delta r}{(P_1 P_2) \cdot \sin(\Phi_0) / \rho \omega \Delta r} \quad (C.1)$$

onde:

Φ_ε = diferença de fase da cadeia de medição;

Φ_0 = diferença de fase teórica considerada de uma onda plana.

¹ Equação (B.1).

E, sabendo-se que Φ_ε e Φ_0 devem ser muito inferiores à unidade para um erro aceitável de uma aproximação diferencial finita [4], a equação (C.1) pode ser aproximada por:

$$\frac{I_r}{I_0} = \frac{P_1 P_2 \Delta\Phi_\varepsilon}{P_1 P_2 \Delta\Phi_0} \quad (C.2)$$

E, assumindo-se que o produto entre P_1 e P_2 (sinais de amplitudes dos microfones 1 e 2, respectivamente) é equivalente ao valor [4], P_{rms}^2 , teremos:

$$\frac{I_r}{I_0} = \frac{P_{rms}^2 \Delta\Phi_\varepsilon}{P_{rms}^2 \Delta\Phi_0} \quad (C.3)$$

A equação (C.3) pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\frac{\Delta\Phi_\varepsilon}{\Delta\Phi_0} = \frac{I_r}{P_{rms}^2} \frac{P_{rms}^2}{I_0} \quad (C.4)$$

Arranjando-se a equação (C.4), de tal forma que os níveis de pressão sonora e de intensidade possam ser determinados, após aplicação de logaritmo, obtém-se, como resultado, o erro associado com a diferença de fase entre os dois canais de medição, ou indicador de erro de fase, L_{Φ_ϵ} , dos dois canais de medição [4]:

$$\frac{\Delta\Phi_\epsilon}{\Delta\Phi_0} = \left(\frac{I_r P_{ref}^2}{P_{rms}^2 I_{ref}} \right) \left(\frac{P_{rms}^2 I_{ref}}{I_0 P_{ref}^2} \right) \quad (C.5)$$

Aplicando-se logaritmo à equação (C.5) e, sabendo-se que a diferença entre os níveis de pressão sonora, $L_p = 10 \log \frac{P_{rms}^2}{P_{ref}^2}$, e o de intensidade sonora, relativa à intensidade de referência, $L_I = 10 \log \frac{I}{I_{ref}}$, podem ser considerados nulos (para $\rho_c = 400 \text{ kg/m}^3$ a 20 C e pressão barométrica de 1013 mbar), procedendo-se de forma similar à dedução da equação (A.7), do Apêndice A, será obtida a equação de erro de fase dos canais de medição:

$$L_{\Phi_\epsilon} = 10 \log \left(\frac{\Phi_\epsilon}{\Phi_0} \right) = L_{I0} - L_{P0} \quad (C.6)$$

Aplicando-se antilogaritmo à equação (C.6), obtém-se:

$$\frac{\Phi_\epsilon}{\Phi_0} = 10^{(L_{I0} - L_{P0})/10} = 10^{(L_{\Phi_\epsilon})/10} \quad (C.7)$$

Como é possível perceber, na equação (C.7), o erro associado com a diferença de fase do dois canais de medição pode ser definido apenas em função do indicador residual, δ_{PI0} ($\delta_{PI0} = L_{IO} - L_{PO}$). Esse conceito é de fundamental relevância, pois sabendo-se apenas da diferença, $L_{IO} - L_{PO}$, pode-se obter o erro associado à fase da cadeia de medição. E, assim como $L_{P0} > L_{I0}$, a plotagem da equação (C.7) fornecerá os valores negativos das abcissas, conforme gráfico abaixo:

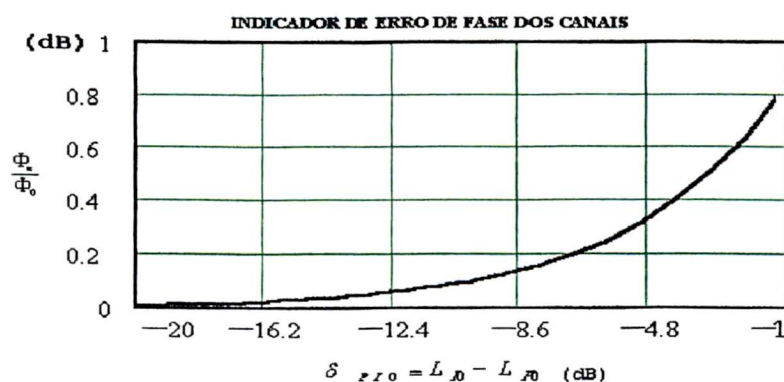


Figura C.1 - Plotagem da equação (C.7)

9.4 - APÊNDICE D

ERRO ASSOCIADO COM A MEDIÇÃO DE INTENSIDADE SONORA

Conhecendo-se o indicador residual, δ_{PI0} , de uma medição de intensidade residual, e o indicador local p-i index, $\delta_{P|I|}$, pode-se calcular o erro entre a intensidade verdadeira e a intensidade medida, L_Φ , fazendo com que tal equação fique em função dos parâmetros: δ_{PI0} e $\delta_{P|I|}$). De sorte que, ambas as parcelas - do quociente entre a intensidade medida e a intensidade verdadeira - podem ser expressas segundo a equação [4]:

$$I = \frac{P_{1rms} P_{2rms} \text{sen}(\Phi)}{2\pi\rho\Delta r} \quad (D.1)$$

Tal equação considera a incidência de sinais harmônicos em ambos os microfones da sonda de intensidade sonora (podendo, assim, servir tanto para a obtenção da intensidade medida como da intensidade verdadeira).

Partindo-se do quociente entre as duas intensidade, teremos:

$$L_\Phi = 10 \log \left(\frac{I_{\text{medida}}}{I_{\text{verdadeira}}} \right) \quad (D.2)$$

onde:

I_{medida} = soma entre a intensidade normal a superfície, I_n , de medição e a intensidade residual, I_r .

$I_{\text{verdadeira}}$ = componente da intensidade verdadeira normal à superfície de medição, I_n .

Escrevendo ambas as intensidades utilizando a equação (D.1) [4]:

$$L_{\Phi} = 10 \log \left(\frac{\frac{P_{\text{rms}}^2 \sin(\Phi_p \pm \Phi_{\epsilon})}{2\pi f \rho \Delta r}}{\frac{P_{\text{rms}}^2 \sin(\Phi_p)}{2\pi f \rho \Delta r}} \right) \quad (\text{D.3})$$

E simplificando adequadamente a equação (D.3), teremos:

$$L_{\Phi} = \frac{\Phi_p \pm \Phi_{\epsilon}}{\Phi_p} \quad (\text{D.4})$$

onde: o ângulo de fase verdadeiro, no campo sonoro, Φ_p e o ângulo de fase, relativo à cadeia de medição (transdutor, analisador, etc.), Φ_{ϵ} , são obtidos por

meio da aplicação da equação (D.1), para pequenos ângulos de fases. Isolando adequadamente cada parcela, obtemos:

$$\Phi_p = \frac{2\pi f \rho \Delta r}{\frac{P_{rms}^2}{I_r}} \quad (D.5)$$

e

$$\Phi_e = \frac{2\pi f \rho \Delta r}{\frac{P_{rms}^2}{I_r}} \quad (D.6)$$

E como o nível de pressão sonora e o nível de intensidade são definidos segundo:

$$L_p = 10 \log \frac{P_{rms}^2}{P_{ref}^2} \quad (D.7)$$

e

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_{ref}} \quad (D.8)$$

onde:

P_{ref}^2 = pressão de referência ao quadrado [Pa];

I_{ref} = intensidade de referência [W/m²].

Assim, a relação entre os indicadores, δ_{PIO} e $\delta_{\text{P|I|}}$, e os ângulos de fases, serão:

$$\Phi_{\text{P}} = \frac{2\pi\rho I_{\text{ref}}}{P_{\text{ref}}} \frac{f\Delta r}{10^{\frac{\delta_{\text{P|I|}}}{10}}} \quad (\text{D.9})$$

$$\Phi_{\text{e}} = \frac{2\pi\rho I_{\text{ref}}}{P_{\text{ref}}} \frac{f\Delta r}{10^{\frac{\delta_{\text{PIO}}}{10}}} \quad (\text{D.10})$$

Substituindo as equações (D9) e (D.10) na equação (D.4), encontraremos:

$$L_{\Phi} = 10 \log \left(1 \pm \frac{10^{\frac{\delta_{P|I|}}{10}}}{10^{\frac{\delta_{PIO}}{10}}} \right) \quad (D.11)$$

A equação (D.11), por sua vez, pode ser escrita da seguinte maneira:

$$L_{\Phi} = 10 \log \left(1 \pm 10^{\frac{(\delta_{P|I|} - \delta_{PIO})}{10}} \right) \quad (D.12)$$

Como δ_{PIO} deve ser maior que $\delta_{P|I|}$, a equação (D.12) pode ser escrita da seguinte maneira:

$$L_{\Phi} = 10 \log \left(1 \pm \frac{1}{10^{\frac{(\delta_{PIO} - \delta_{P|I|})}{10}}} \right) \quad (D.13)$$

A figura (D.1), que representa a plotagem da equação (D.13), revela que quanto maior for o valor entre a diferença dos indicadores $\delta_{PIO} - \delta_{P|I|}$, menor será o erro existente na medição de intensidade sonora (quanto maior o valor do indicador residual maior será a precisão nas medições). Para uma diferença

superior a 7 dB, o erro de medição terá uma precisão de ± 1 dB, conforme pode-se avaliar o gráfico da equação (D.13) Desse modo, ao efetuarem-se as medições de intensidade sonora, pode-se avaliar o erro, por banda, simplesmente extraíndo-se a diferença entre tais indicadores.

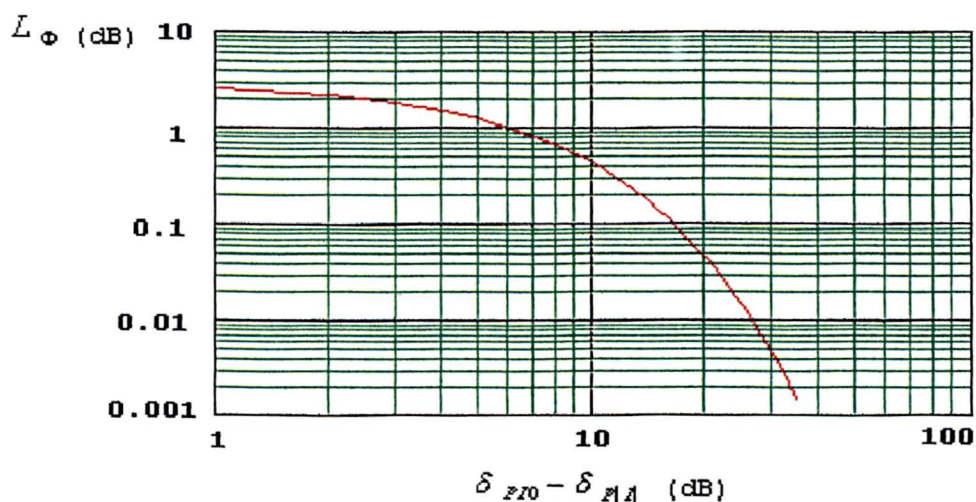


Figura (D.1) - Plotagem da equação (D.13) considerando o sinal positivo.

Partindo-se da equação (D.4), pode-se estabelecer a razão de fase que deve haver entre as duas intensidade, visando a assegurar um erro de ± 1 dB nas medições [4]:

$$L_{\Phi} = 10 \log \left(1 \pm \frac{\Phi_{\epsilon}}{\Phi_p} \right) \quad (D.14)$$

Aplicando-se antilogaritmo à equação (D.14), obtêm-se o valor da razão de fase em função do valor estabelecido para o erro satisfatório:

$$\frac{\Phi_{\epsilon}}{\Phi_P} = 1 \pm 10^{L_{\Phi}/10} = 1 \pm 10^{\pm 1/10} = \frac{1}{4,86} \quad (\text{E.15})$$

Assim, para que as medições de intensidade sonora tenham a precisão desejada, é necessário que a diferença de fase no espaçador seja no mínimo de 4,86 vezes a diferença de fase da cadeia de medição, $\Phi_P = 4,89\Phi_{\epsilon}$, para obter-se um erro inferior a ± 1 dB [4].

9.5 - APÊNDICE E

LISTA DE FIGURAS

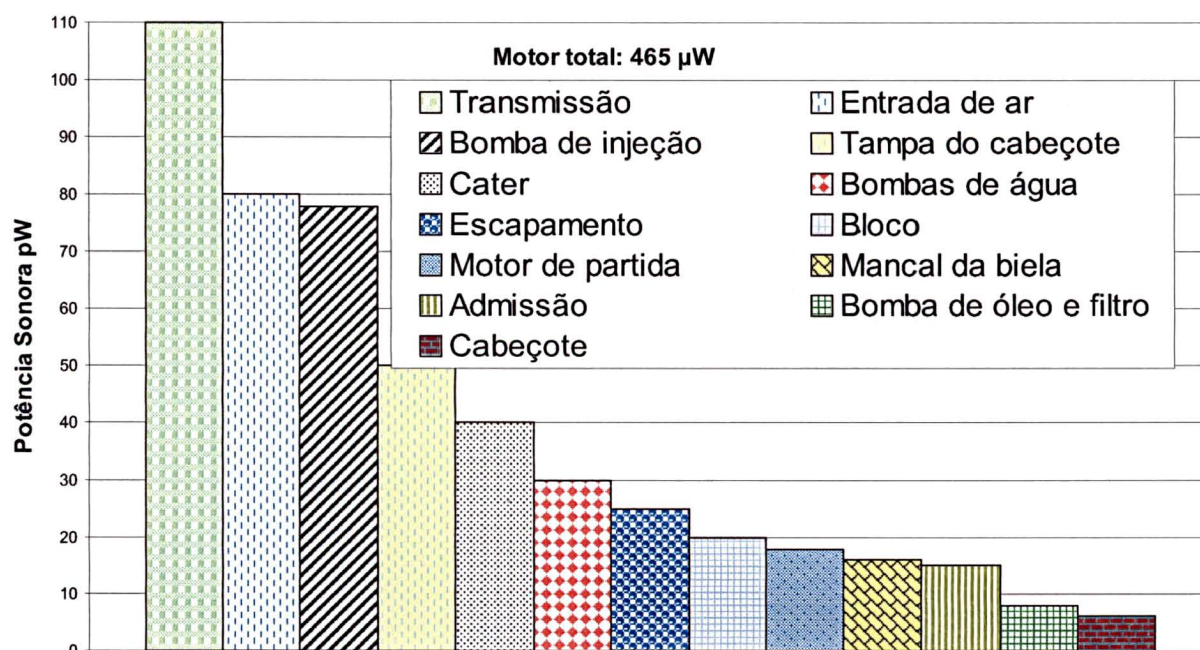


Figura 1 - Classificação dos componentes de um motor diesel pela emissão da potência sonora [15].

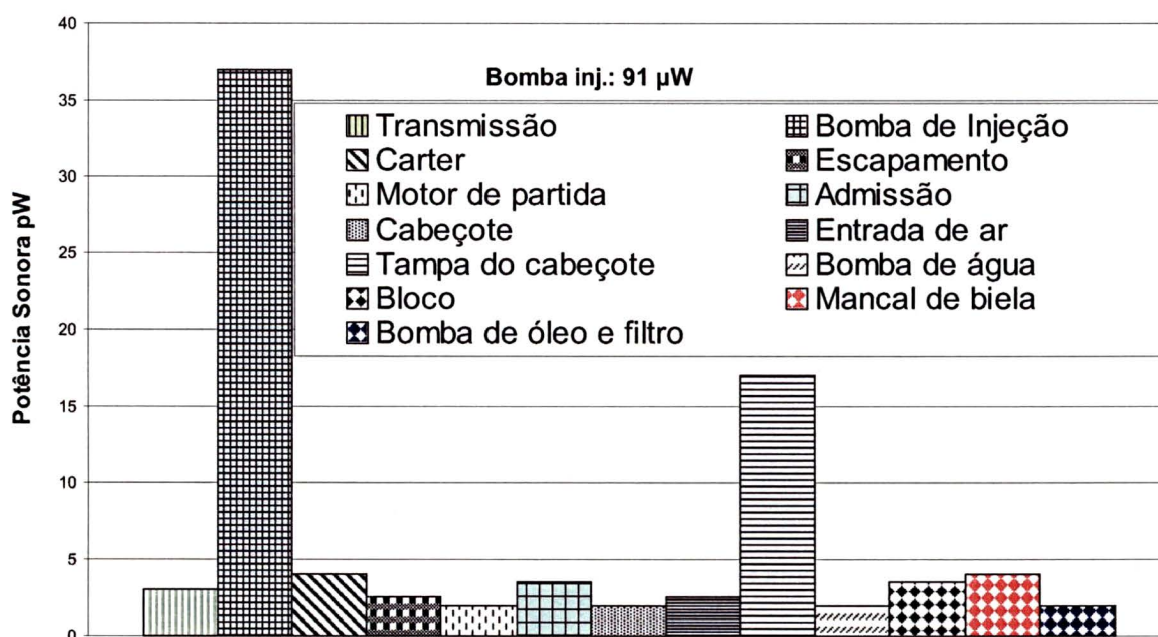


Figura 2 - Classificação dos níveis de potência sonora de um motor diesel somente com a bomba injetora [15].

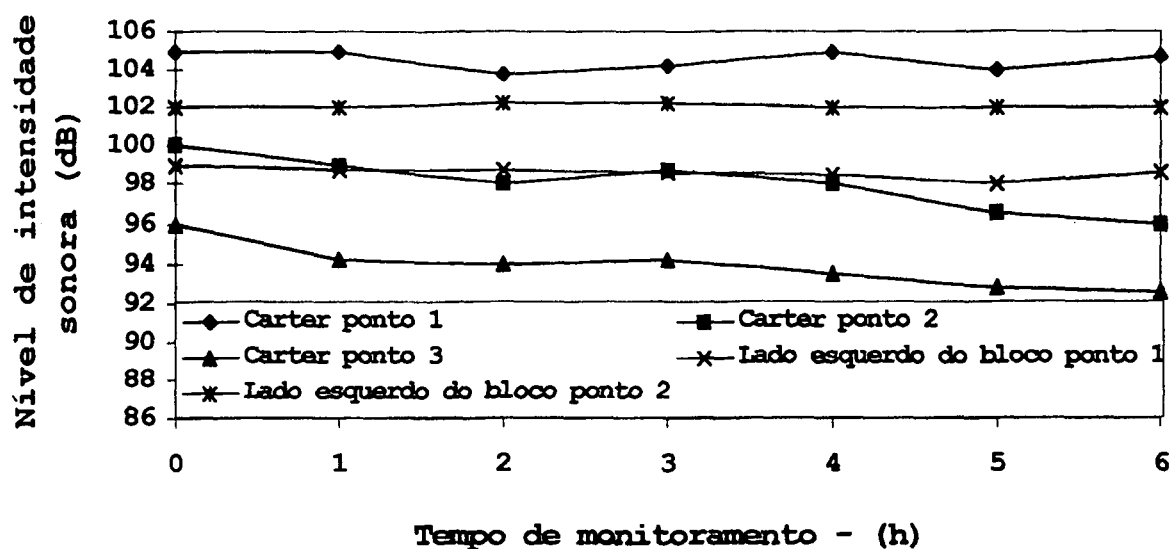


Figura 3 - Monitoramento da intensidade sonora para simples pontos de medições [2].

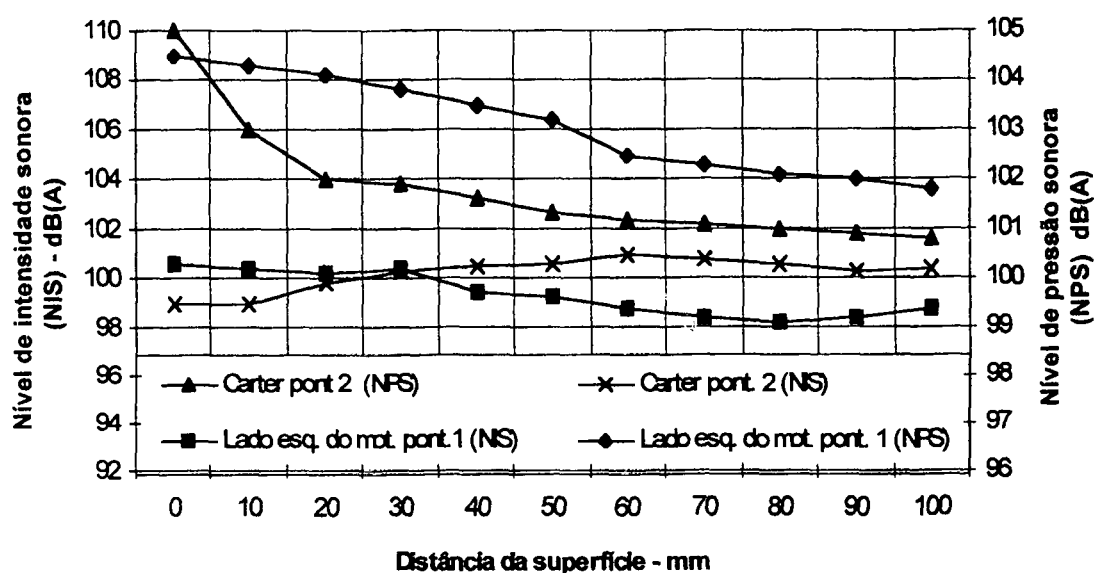


Figura 4 - Variação dos níveis de intensidade e pressão sonoras para dois pontos de medição de um motor diesel [2].

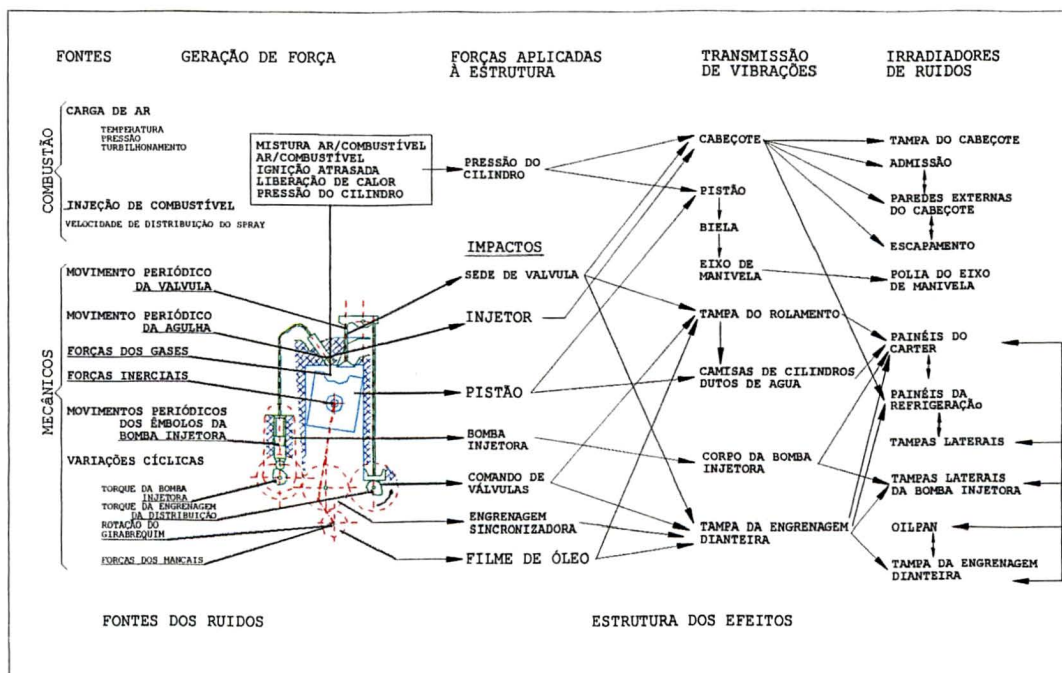


Figura 5 – Processo de geração de ruído de motores automotivos [16].

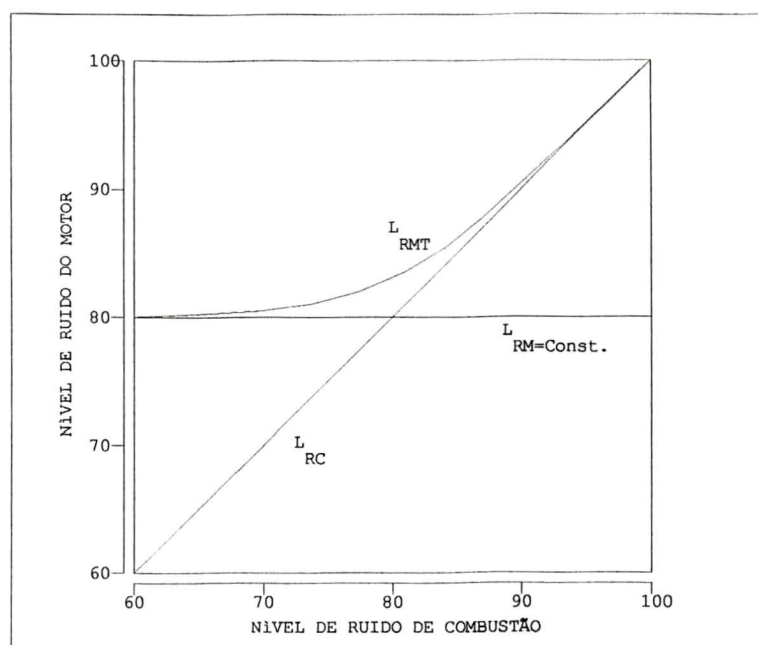


Figura 6 – Comparação entre os dois tipos de ruído de motores: ruído mecânico e de combustão [16].

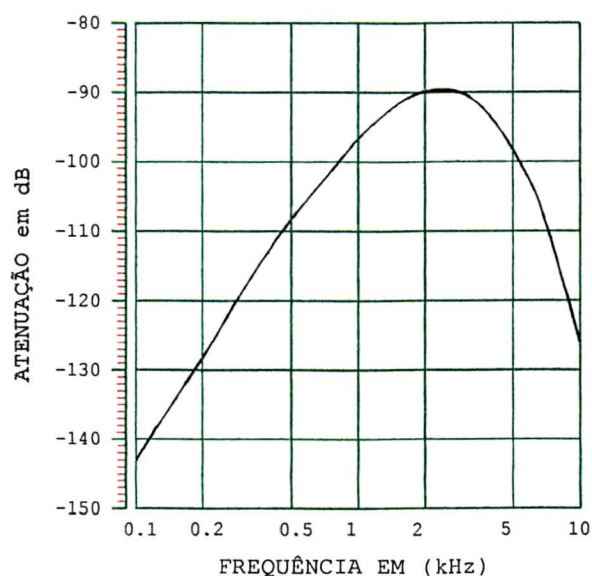


Figura 7 – Curva típica de atenuação de motores automotivos [16].

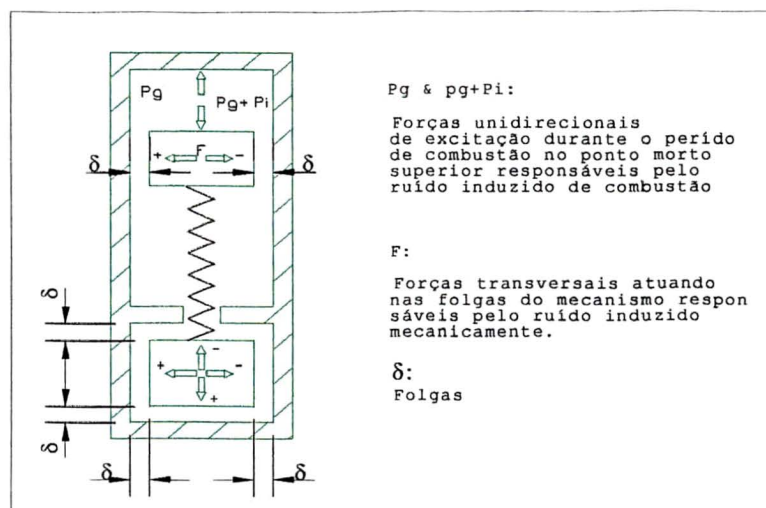


Figura 8 – Modelagem equivalente da estrutura de motores automotivos [18].

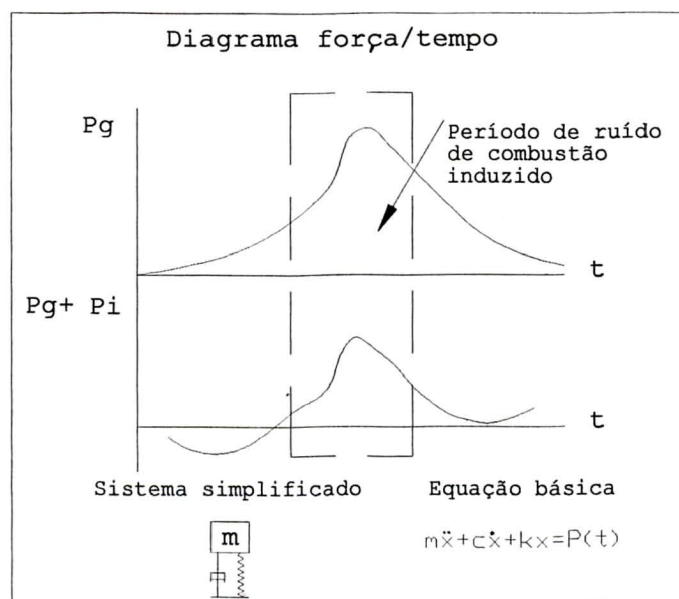


Figura 9 – Ruído de combustão induzido próximo do ponto morto superior (força de excitação unidirecional) [18].

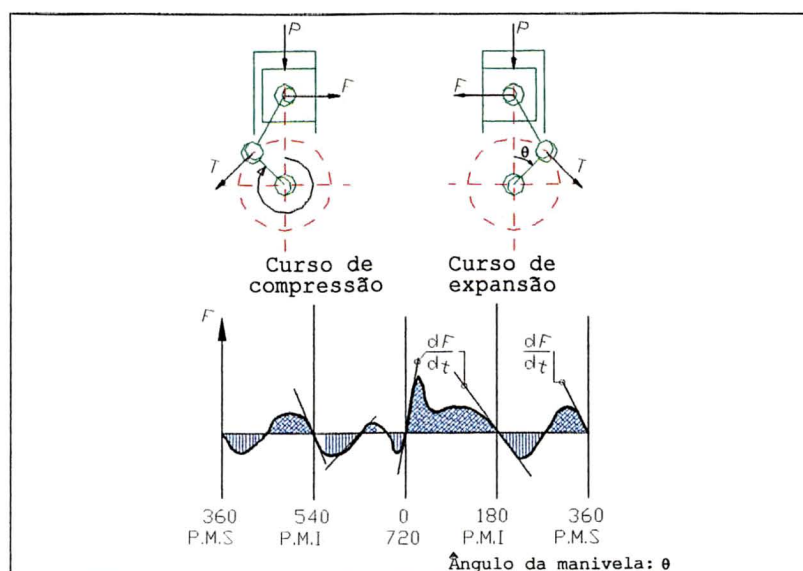


Figura 10 – Forças reversíveis atuando no pistão [18].

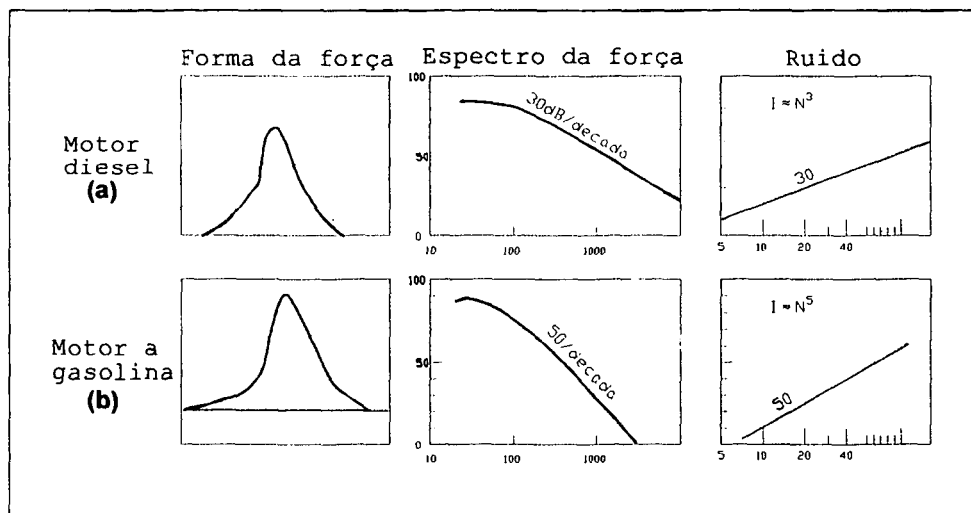


Figura 11 - Diagrama relacionando: força-tempo, força espectral e ruído proporcional a rotação [19].

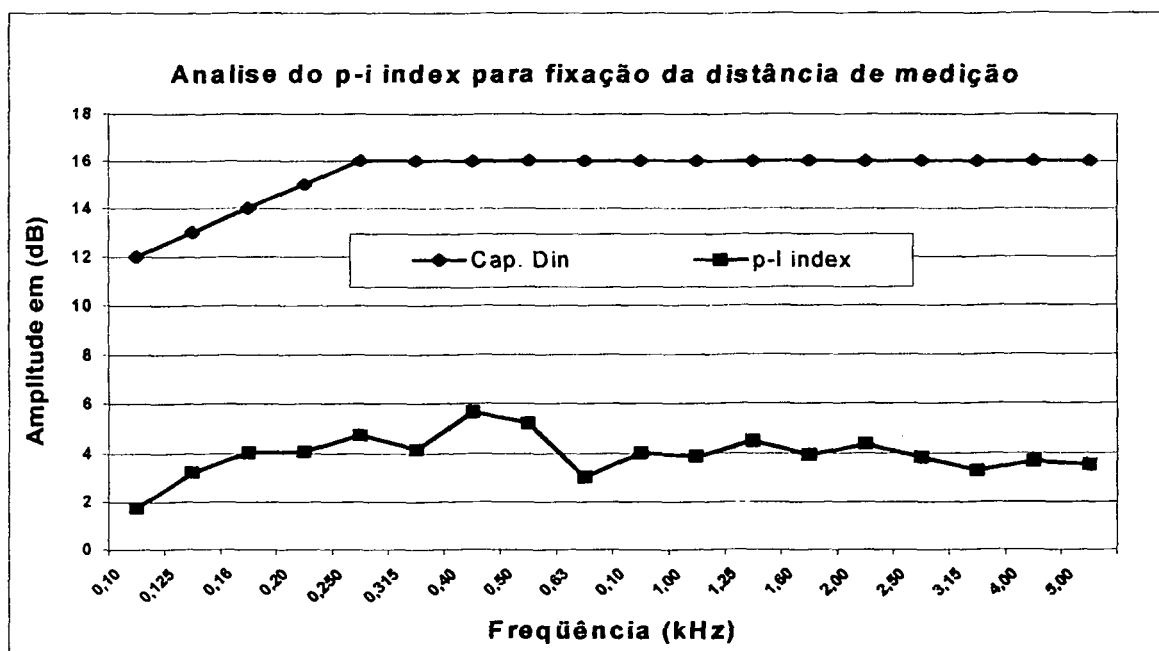


Figura 12 – Análise do indicador p-i index para fixação da distância de medição.

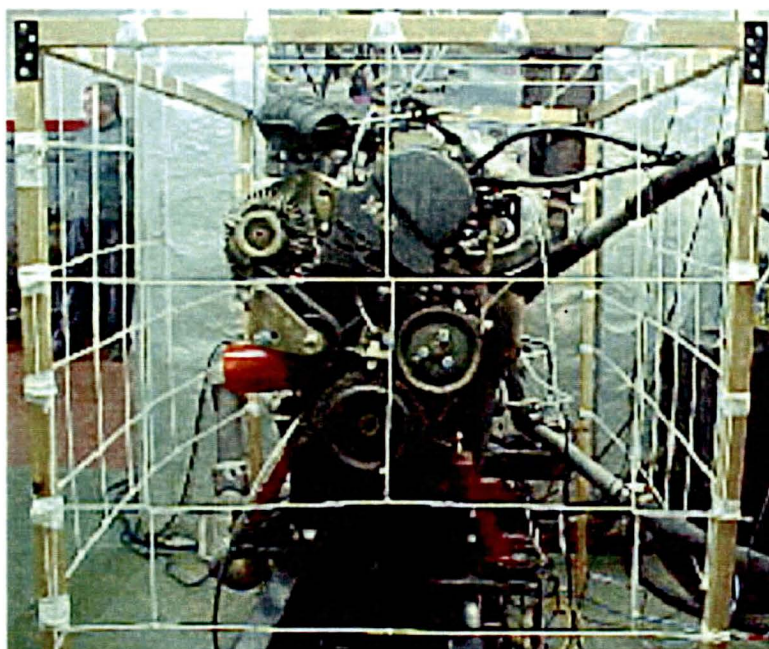


Figura 13 Vista frontal do motor com a superfície de medição

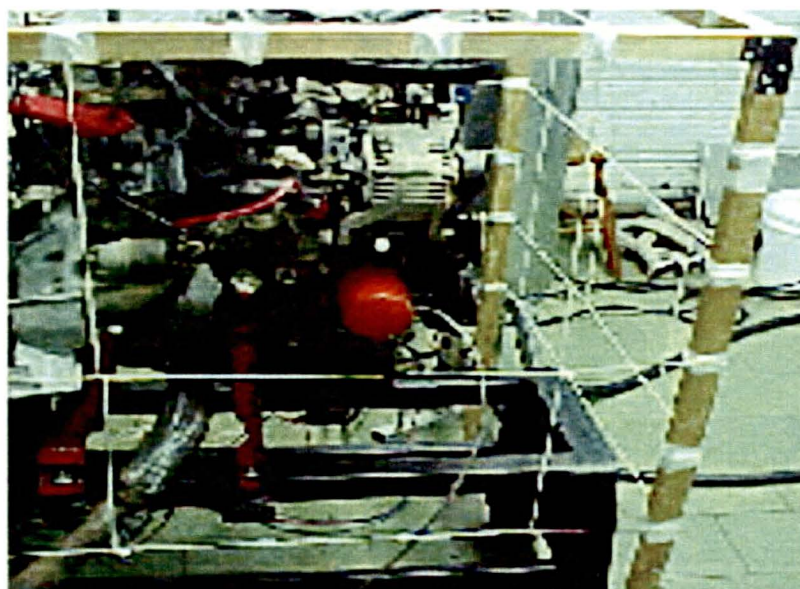


Figura 14 Vista lateral esquerda do motor com a superfície de medição

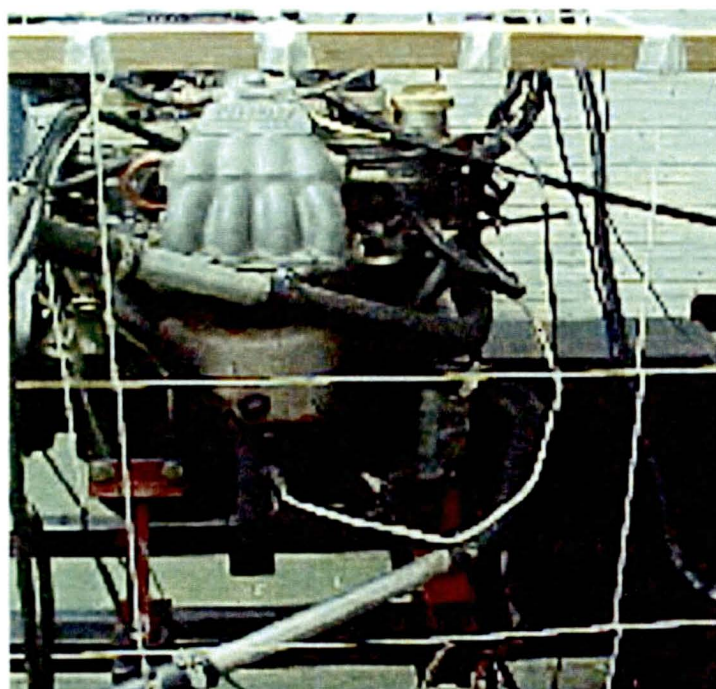


Figura 15 Vista lateral direita do motor com a superfície de medição

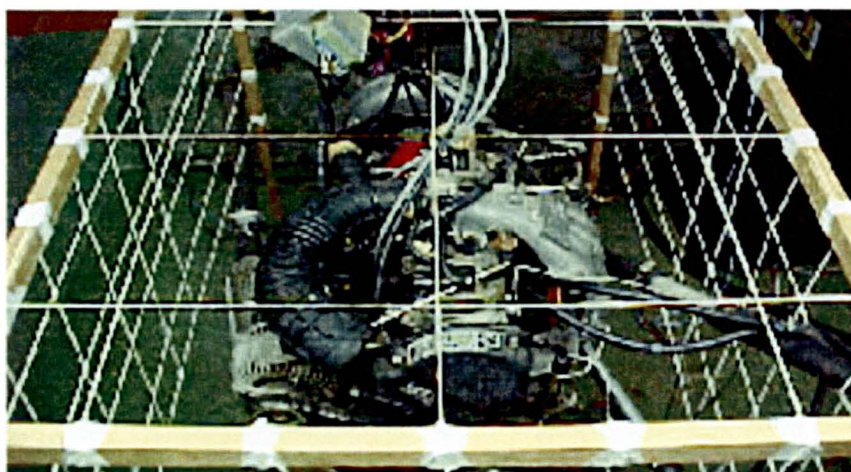


Figura 16 Vista superior do motor com a superfície de medição



Figura 17 Configuração para Calibração do primeiro microfone utilizando o analisador BK 2260.

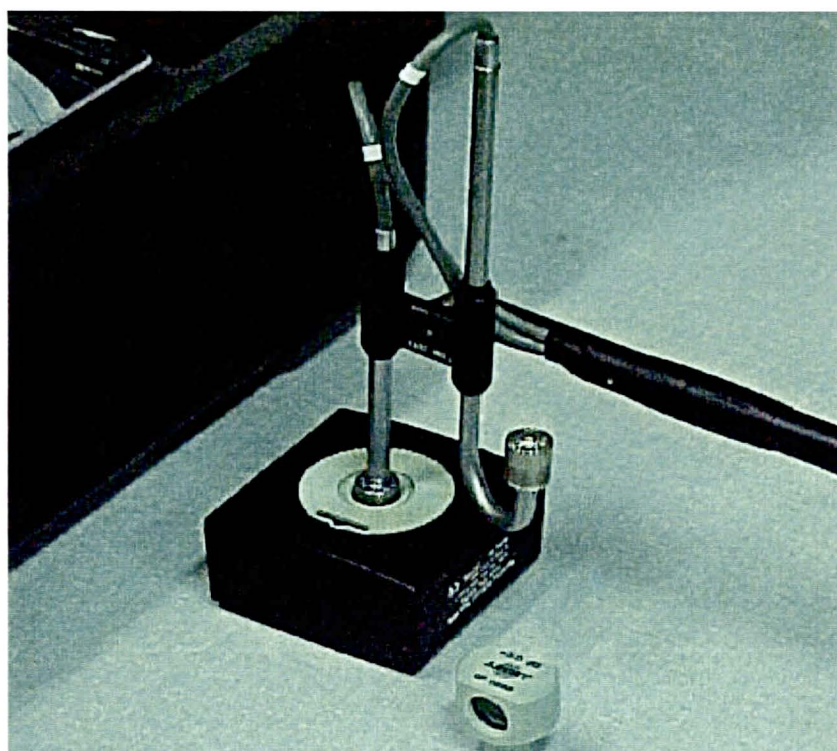


Figura 18 Primeira configuração com o acoplador para Calibração do segundo microfone

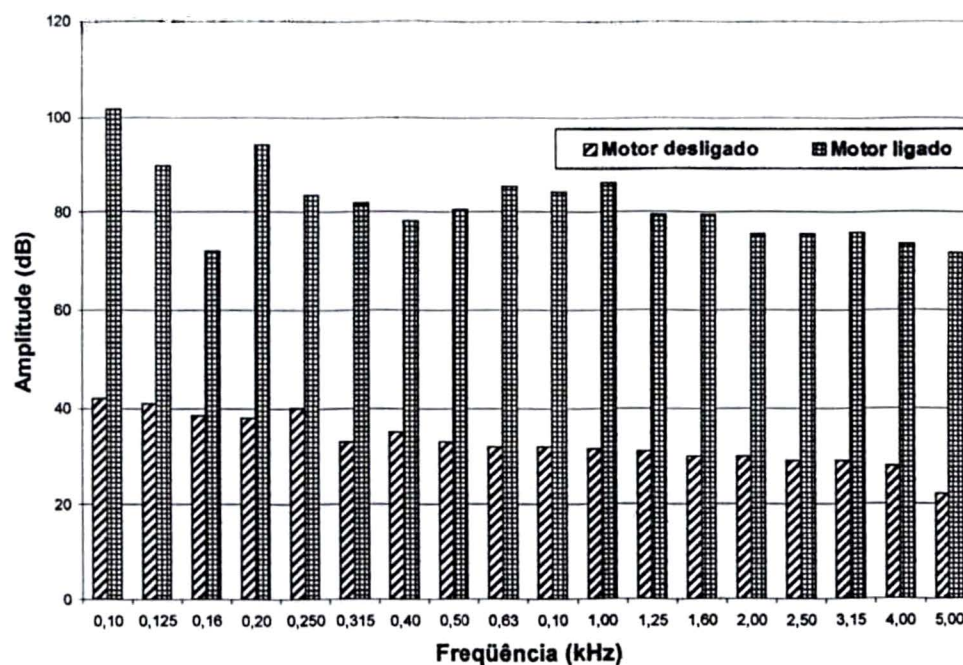


Figura 20 – Análise do ruído de fundo na face frontal

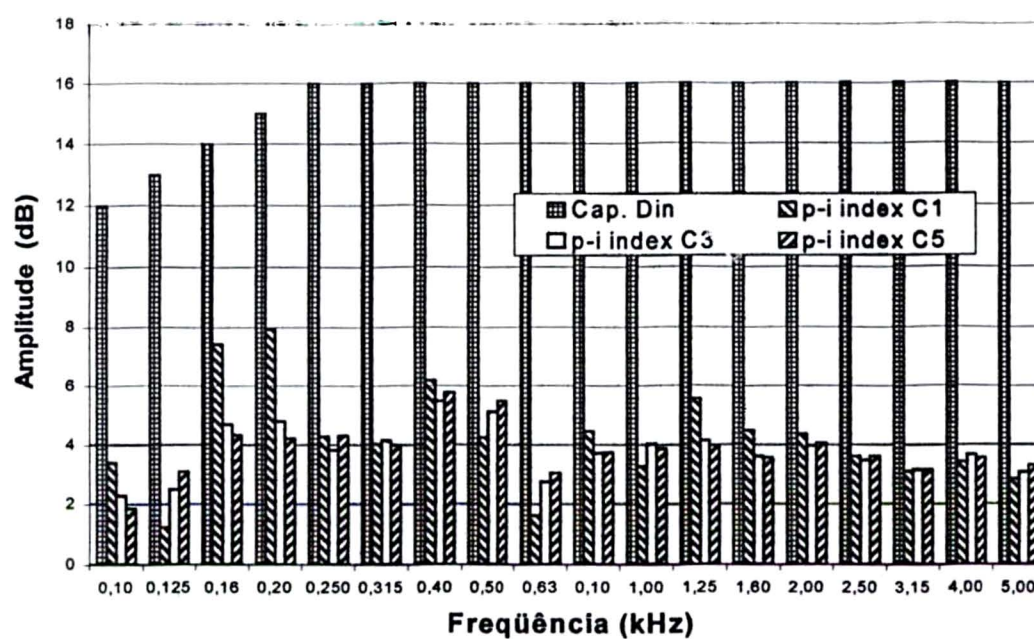


Figura 21 – Análise da capacidade dinâmica e p-i index na face frontal

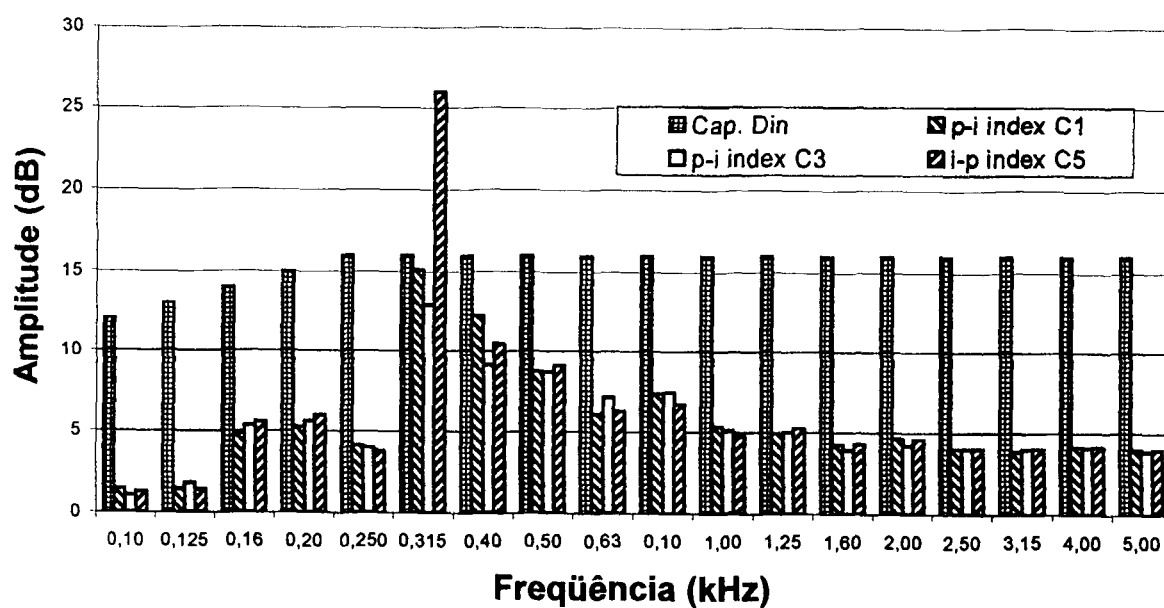


Figura 22 – Análise da capacidade dinâmica e p-i index na face superior

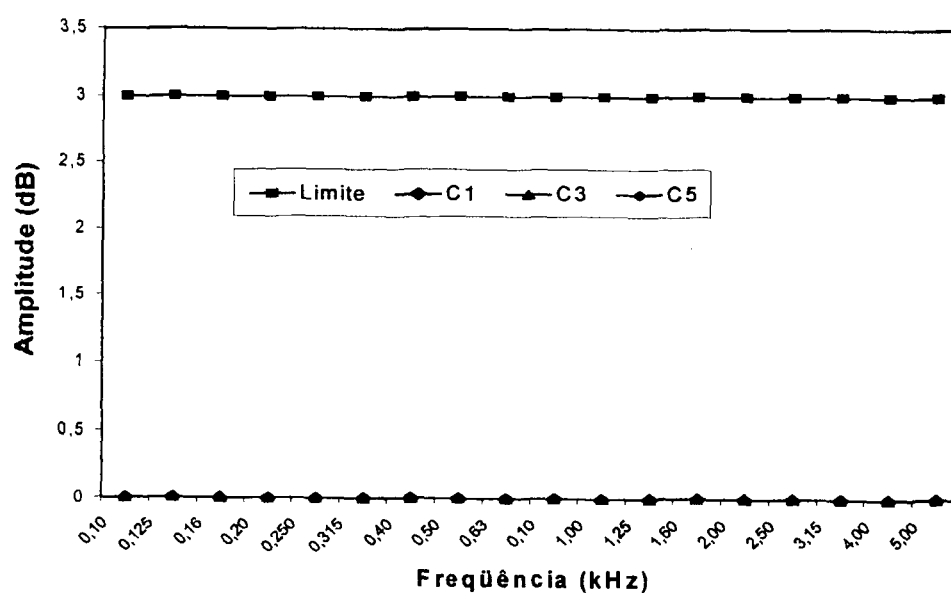


Figura 23 – Análise do indicador de ruído estranho na face frontal

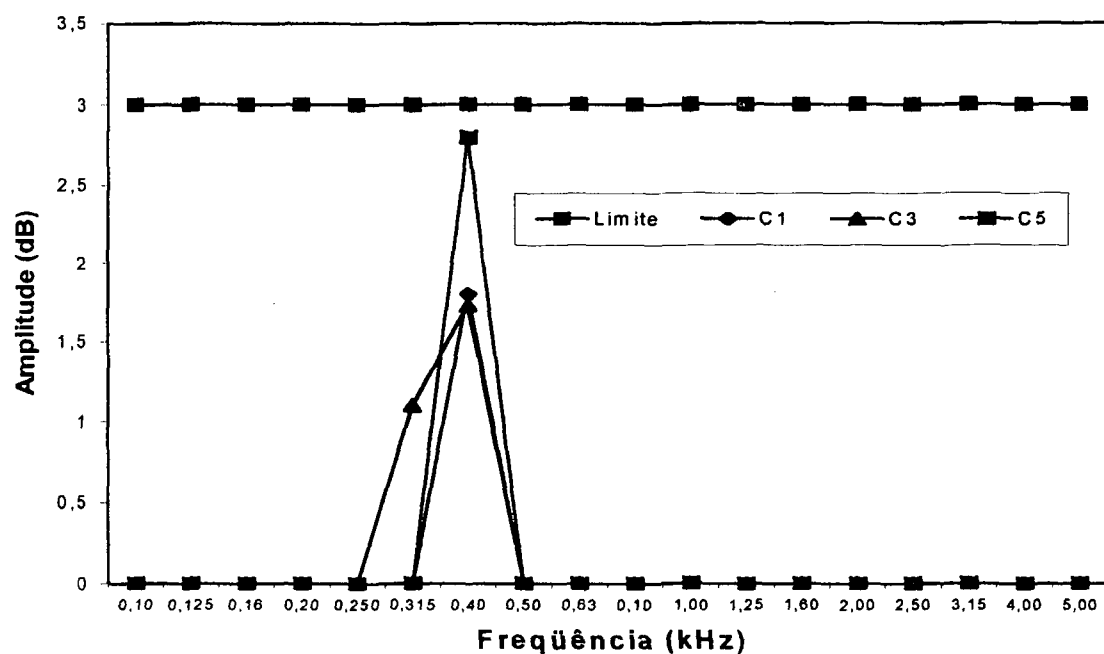


Figura 24 – Análise do indicador de ruído estranho na face superior

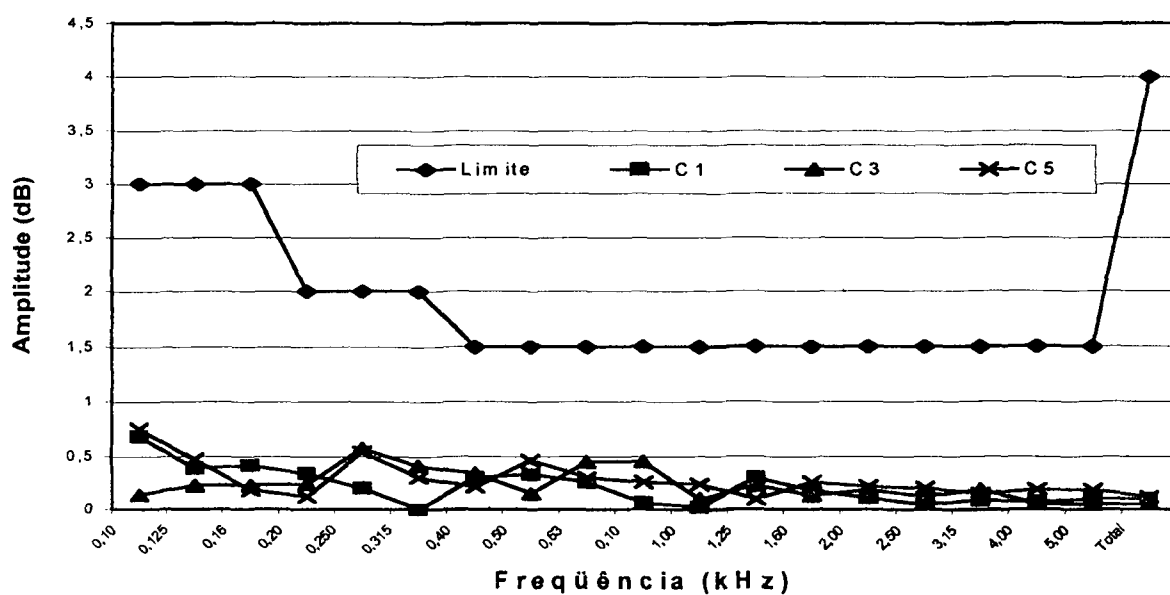


Figura 25 – Análise do indicador de repetibilidade na face frontal

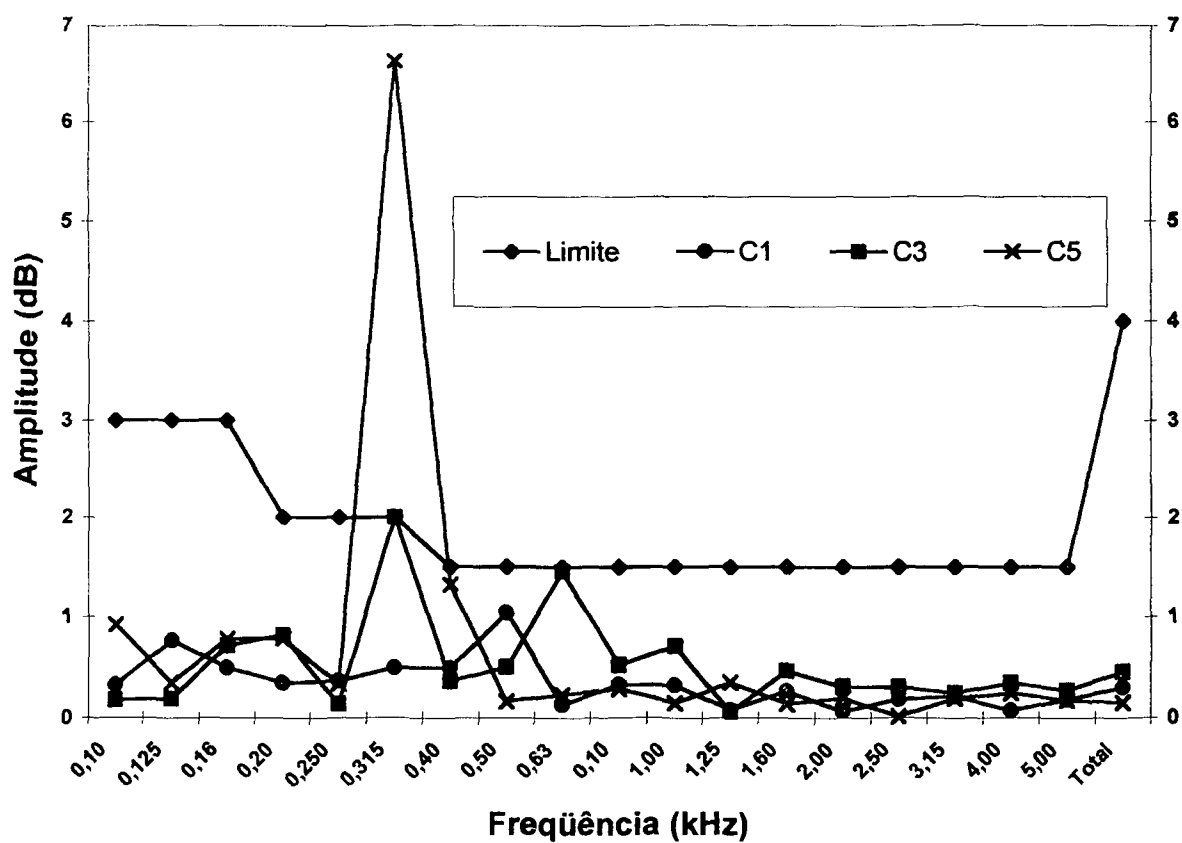


Figura 26 – Análise do indicador de repetibilidade da face superior

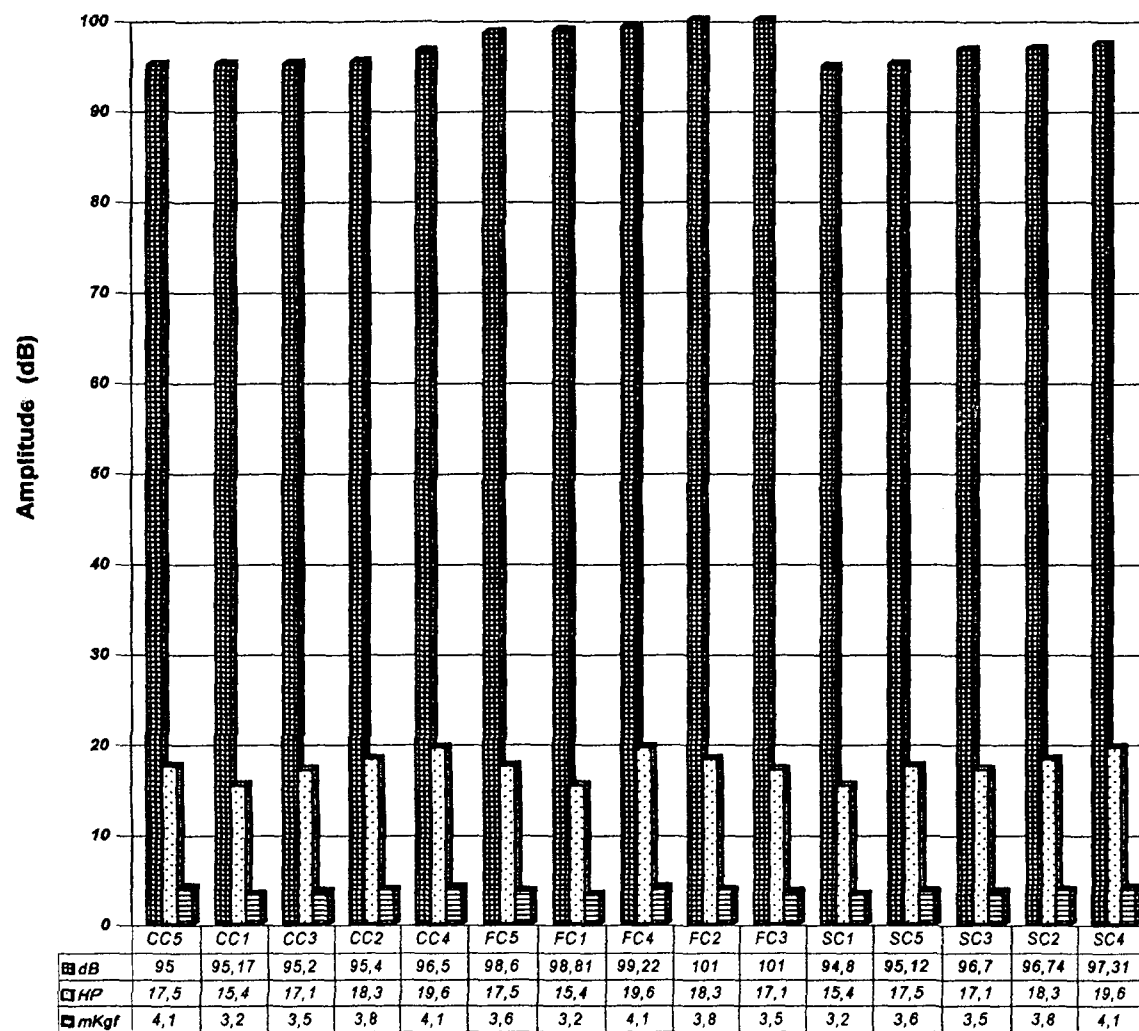


Figura 27 – Resultado da classificação do nível total de ruído em três faces do motor: superior (S), frontal (F) e no segmento frontal do cárter (C)

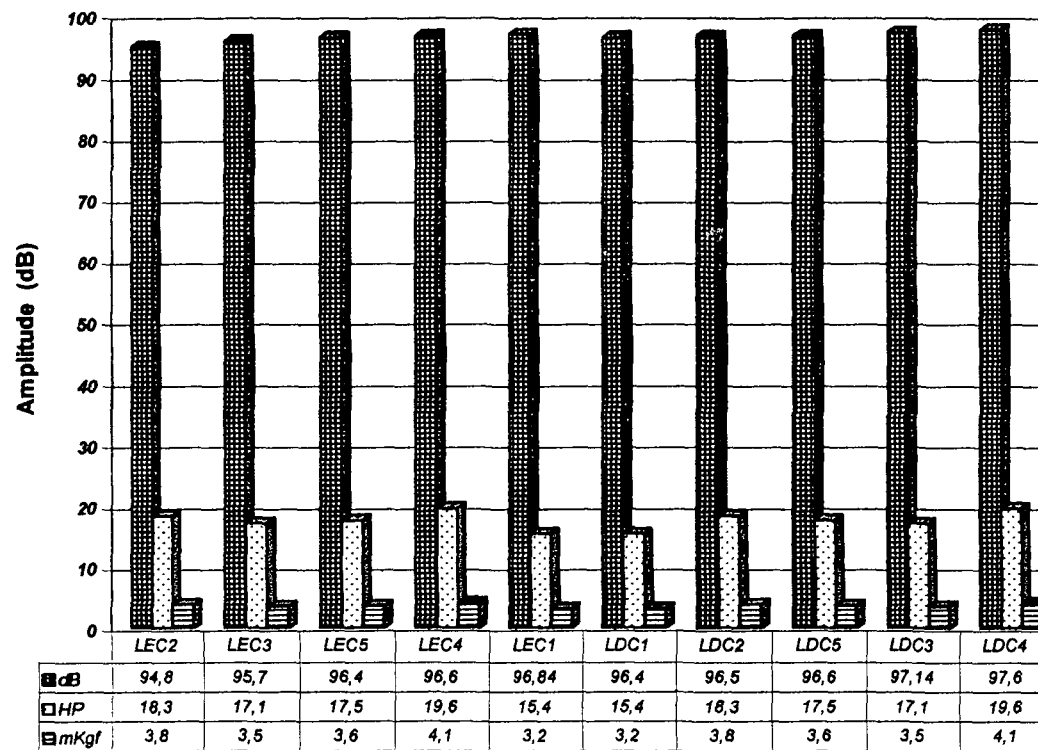


Figura 28 – Resultado da classificação do nível total de ruído em duas faces do motor: lateral direita (LD) e lateral esquerda (LE).

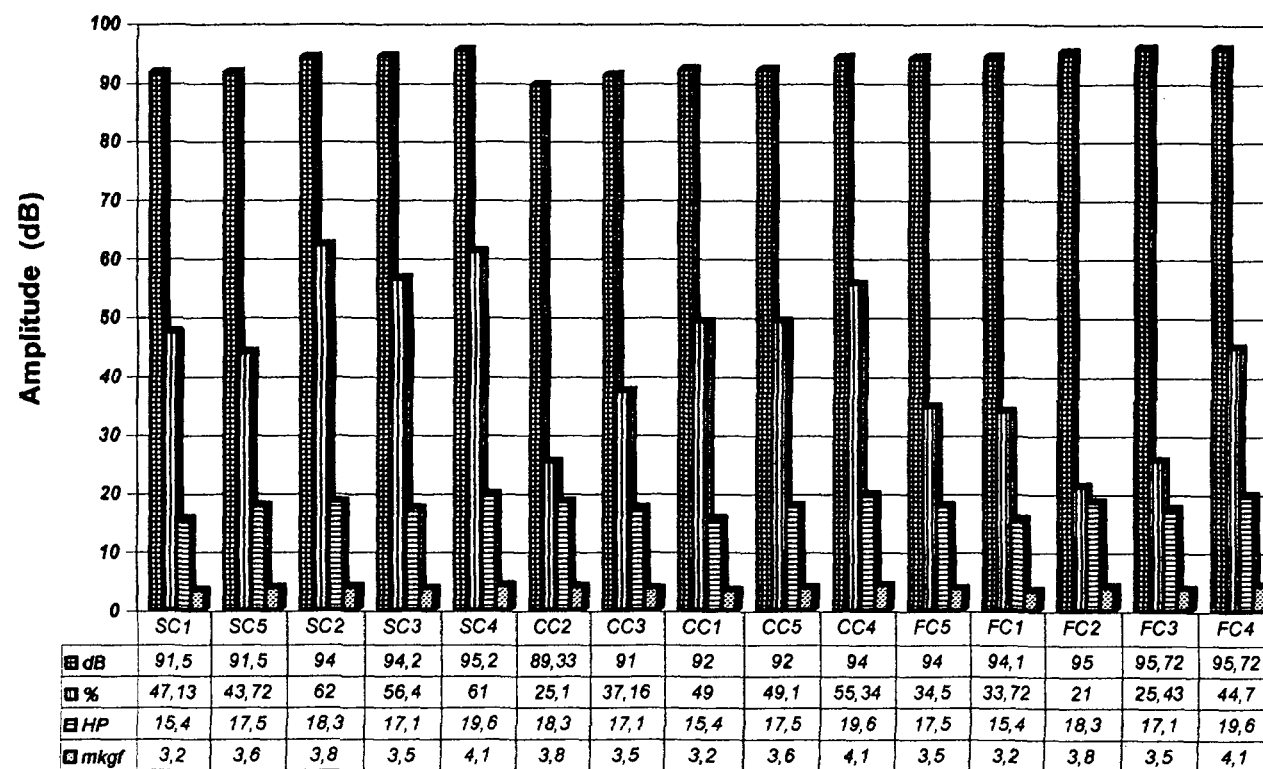


Figura 29 – Resultado da classificação do ruído de combustão nas faces: superior (S), frontal (F) e frontal do cárter (C)

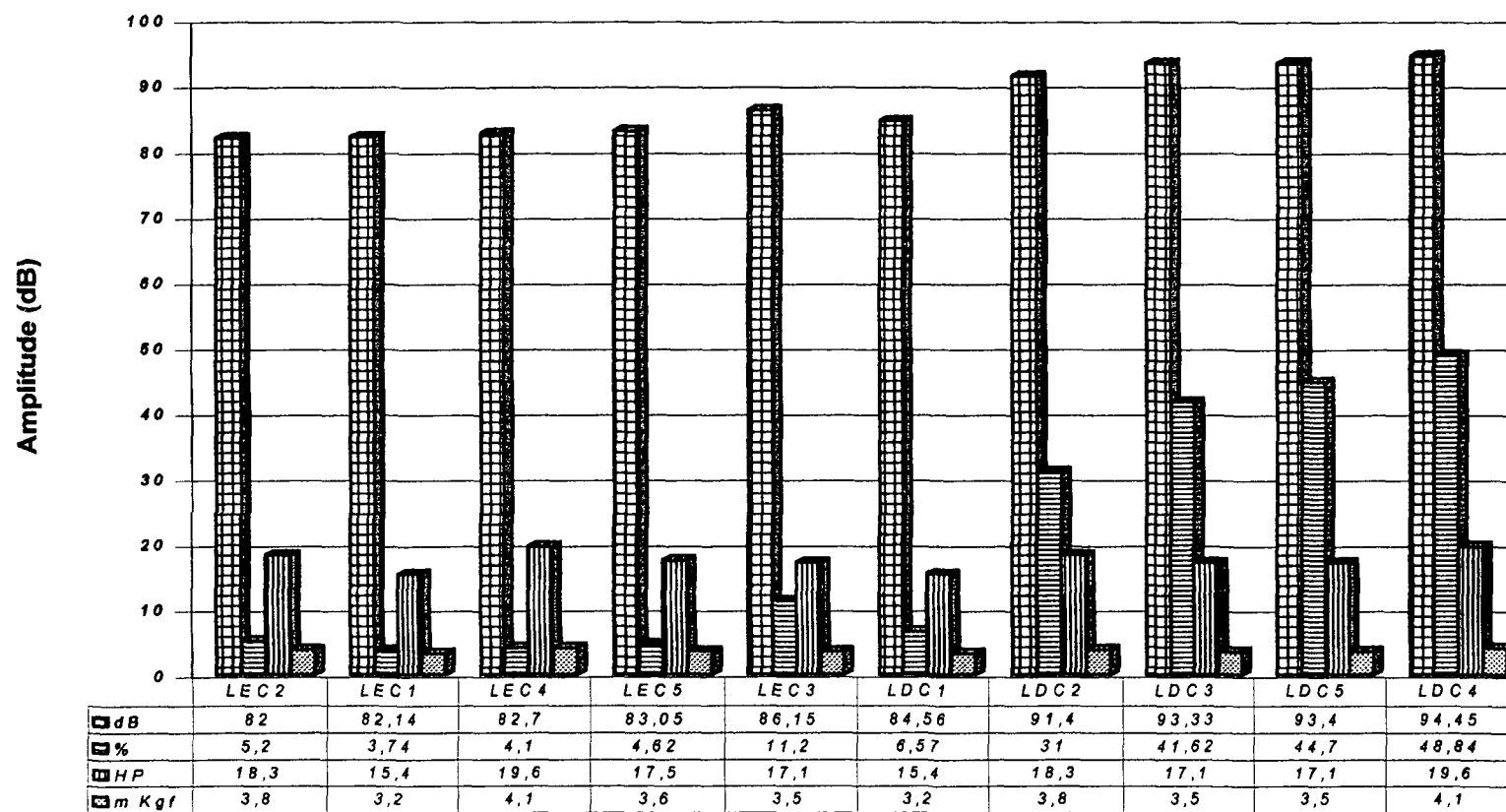


Figura 30 – Resultado da classificação do ruído de combustão nas faces: lateral direita (LD) e lateral esquerda (LE)

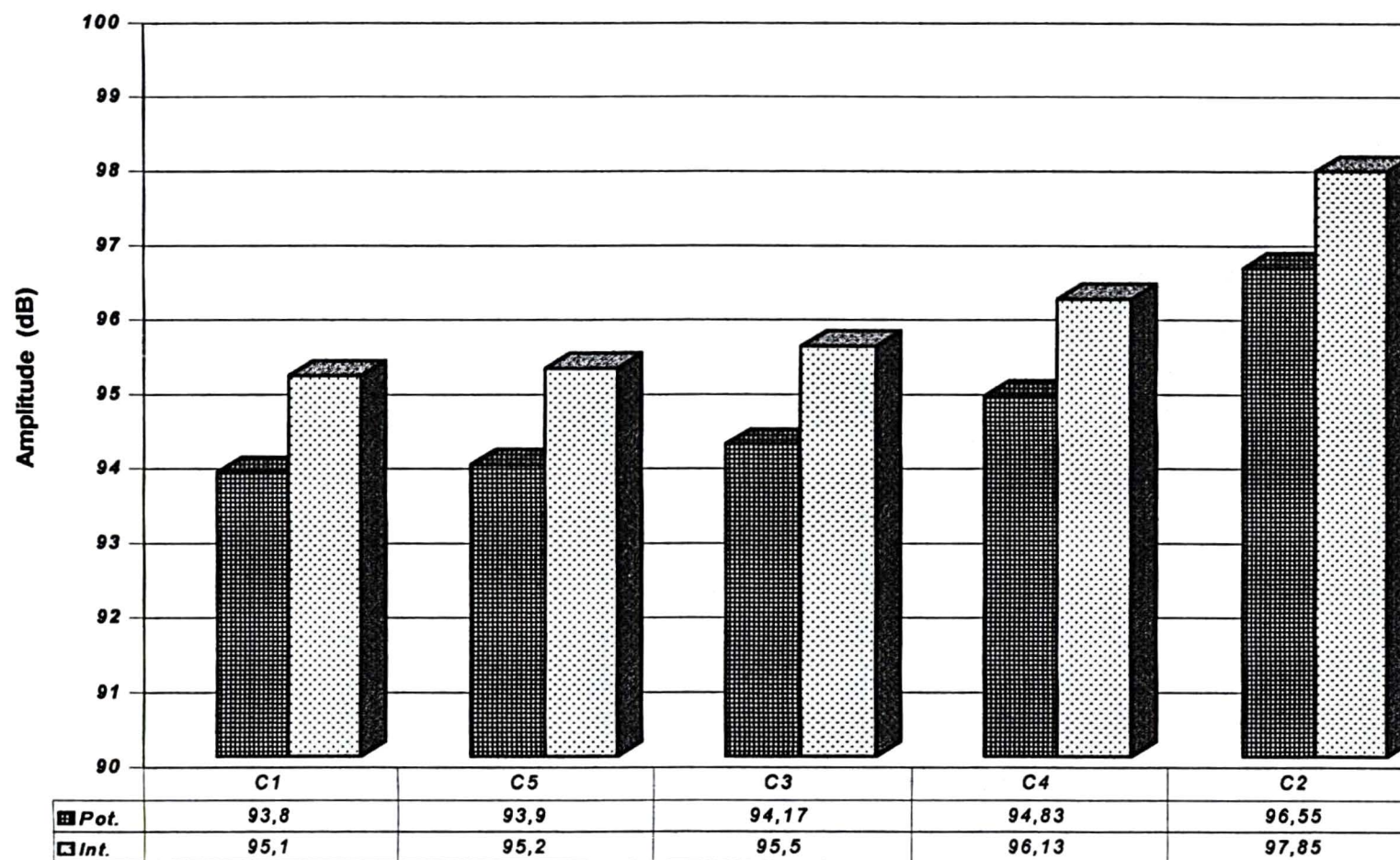


Figura 31 – Resultados da classificação da intensidade e potência sonora média ponderada por combustíveis

9.6 – APÊNDICE F

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Verificação da técnica de média espacial [2].

<u>Níveis de intensidade e Pressão Sonora medidos em pontos discretos:</u>								
			Nível de pressão sonora dB(A) ref. 20 μ Pa			Nível de intensidade sonora dB(A) ref. 1p W/m ²		
	*			105,7			91,7 (-)	
	*			105,5			83,3 (-)	
	*			105,7			86,6	
	*			105,6			93,2	
	*			105,4			96,0	
	*			105,6			97,4	
	Média			105,6			92,4	

Média espacial sobre a mesma área:

			Nível de pressão sonora dB(A) ref. 20 μ Pa			Nível de intensidade sonora dB(A) ref. 1p W/m ²		
				105,6			93,3	
				105,5			92,6	
				105,5			91,1	
				105,6			92,7	
	Média			105,6			92,5	

Tabela 2 – Composição do ar ao nível do mar [31].

Tipo de gás	Volume fracionado	Peso molecular kg/mol	Massa relativa
N₂	0,78084	28,0143	21,873983
O₂	0,209476	31,9988	6,702981
Ar	0,00934	39,948	0,373114
CO₂	0,000314	44,0098	0,013919
Ne	0,00001818	20,179	0,000365
He	0,0000524	4,002602	0,000021
Kr	0,00000114	83,80	0,000092
Xe	0,000000087	131,29	0,000011
CH₄	0,000002	16,04276	0,000032
H₂	0,0000005	2,01588	0,000001
AR			28,964419

Tabela 3 – Valores típicos de calores caloríficos de combustíveis [38].

	SECO (MJ/kg)	ÚMIDO (MJ/kg)
O	141,90	120
CO	10,20	-
CO₂	32,80	-
S₂	9,16	-
Gás natural	53,10	48
GLP	49,80	46,10
Gasolina de aviação	46	44
Gasolina Automotiva	45,80	43,80
Querosene	46,30	43,30
Diesel	45,30	42,50

Tabela 4 – Propriedades dos combustíveis de referência [46].

	Ponto de Liquef.	Ponto de Ebul.	Dens.	Cal. de Vap. (25 C)
	C	C	g/ml	MJ/kg
n-heptano	-90,7	98,4	0,684	0,365
iso-octano	-107,45	99,3	0,6919	0,308

Tabela 5 – Principais características dos combustíveis utilizados nos experimentos

COMBS.	RON	MON	PCI (kJ/kg)	PCI/R kJ/kg ar	QM kJ/kg mist.	A/C estequiométrica (kg ar/kg comb)
C1	92,60	86,83	44.153	2.951	2.883	14,96
C2	98,61	86,25	42.829	3.023	2.935	14,17
C3	114	92,50	27.504	2.816	3.025	9,10
C4	115	95	19.915	3.079	2.691	6,50
C5	116	92	26.817	2.985	2.778	8,50

Tabela 6 – Características adicionais dos combustíveis C1 e C2 derivados de petróleo

Experimento C1		Experimento C2	
Olefinas(%v)	0,32	Olefinas(%v)	47,20
Aromáticos (%v)	5,99	Aromáticos (%v)	30,14
Diolefinas (%m)	0,00	Diolefinas (%m)	2,81
PVR(hPa)	412,07	PVR(hPa)	806,16
Densidade(15)	0,7044	Densidade(15)	0,7453
PEV	125	PEV	145,50

Tabela 7 – Principais parâmetros operacionais monitorados nos experimentos

COMBS.	ROTAÇÃO (RPM)	POTÊNCIA (HP)	TORQUE m.kgf	T.ÓLEO (1) (C)	S.LAM (2) V	FAT.CORR (3)
C1	3500	15,40	3,20	421	0,50	1,052
C2	3500	18,30	3,80	421	0,48	1,044
C3	3500	17,10	3,50	421	0,49	1,049
C4	3500	19,60	3,60	421	0,48	1,051
C5	3500	17,50	4,10	421	0,48	1,054

Legenda:

(1): temperatura do óleo;

(2): sensor lambda;

(3): fator de correção.

10 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] M. J. CROCKER; M. ZOCKEL; M. MCGARY; T. Reinhart. **Noise Source Identification Under Steady and Accelerating Conditions on a Turbocharged Diesel Engine.** SAE Paper 800275, p.1-6, 1980.

- [2] J. Y. CHUNG; J. Pope; D. A. FELDMAIER. **Aplication of Acoustic Intesity Measurement to Enginer Noise Evaluation.** SAE Paper 790902, p.353-363, 1979.

- [3] ISO 7779, Acoustic. **Measurements of Airborne Noise Emitted by Computer or Business Equipment.** p.1-5, 1988.

- [4] HEWLETT-PARCKART CO. **Sound Power Measurements.** Application Note 1230, p.3-39, 1992.

- [5] M.C. McGARY; M. J. CROCKER. **The use of Existing and Advanced Intensity Techniques to Identify Noise Sources on a Diesel Engine.** SAE Paper 810694, p.1-3, 1981.

- [6] T. H. HODGSON. **Investigation of the Surface Intensity Method for Determination the Noise Sound Power of a Large Machine in Situ.** J. Acoust. Soc. AMER, 61,2 p.487-493, 1977.

- [7] N. KAEMMER. **Determination of Sound Power from Intensity Measurement of Sound Power from Intensity Measurements on a Cylinder.** MSME Thesis, Purdue University, 1978.
- [8] N. KAEMMER; M. J. CROCKER. **Surface Intensity Measurements on a Vibration Cylinder.** Noice-Com 79 Proceeding, p.153 – 160, 1979.
- [9] N. KAEMMER; M. J. CROCKER. **Sound Power Determination from Surface Intensity Measurements on a Vibrating Cylinder.** Accepted for Publication in J. Acoust. Soc. AMER, 1980.
- [10] J. Y. CHUNG. **Cross-Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity without Error Caused by Instrumental Phase Mismatch.** J. Acoust. Soc. AMER, 64,6, p.1613-1616, 1978.
- [11] T. E. REINHART; M. J. CROCKER. **The use of Intensity Techniques to Identify Noise Source Identification in Complex Machines.** Proceedings of Tenth International Congress on Acoustics, Symposium on Engineering for Noise Control, p.B1-B10, 1980.
- [12] G. KRISHNAPPA. **Cross-Spectral Method of Measuring Acoustical Intensity – Correcting Phase Mismatch Error by Calibrating Two Microphone Systems.** J. Acoust. Soc. AMER. Suppl. 1, Vol. 66, p.S39, Fall 1979.

[13] ISO 3743, Acoustic. **Determination of sound power level of noise sources.** Second edition, p.7-11, 1988.

[14] S. GADE. **Sound Intensity and its application in Noise control.** Brüe & Kjaer Technical Review N° 5, p.2-10, 1985.

[15] D. A. BLASER; D.A. FELDMAIER. **Acoustic Intensity Measurements of Noise Emission from Engines.** General Motors Research Laboratories, Warren, Michigan p.247-271, 1982.

[16] A. Rust; H. H. Priebisch; G. E. Thien. **Engine Noise.** AVL Gras Austria and Metal Leve, Tag - Report N° 330, p.1-18, 07 Dez. 1990.

[17] M. N. D. Azevedo; J. L. S. LIMA; E. C. GROVER. **Redução de Ruído de Motores de Combustão Interna Através do Uso de Mancais Poliméricos.** II SIBRAV, p.1-4, 1993.

[18] T. PRIEDE. **Road Vehicle Noise.** Intitute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, p.404-426, 1967.

[19] T. PRIEDE. **Noise of Internal Combustion Engines.** Paper C-2 97932, p.97-112, 1966.

- [20] T. PRIEDE. **Noise and Engineering Desing**. Intitute of Sound and Vibration Research, University of Southamplon, p.461-474, 1968.
- [21] J. A. Raff; E. C. Grover. **A Primary Noise Generation Mechanism In Petrol Engines**. Insdtn Mech Engrs, Conference Publication 19, 1973.
- [22] General Motors Reseach Laboratories. **Measurements of Noise Emission from Engines**. References pp. 274 – 275, 1992.
- [23] C. M. Mcgary; M. J. Crocker. **Surface Intensity Measurements on a Diesel Engine**. Noise Control Enginner, v. 16./ N^o 1, p.27-35, January-February, 1981.
- [24] S. KOTAKES S; K. KAMOTO. **Combustion Noise-Effects of the velocity Turbulence of Unburned Mixture**. Journal of Sound and Vibration, v.139, p.9-20, 1990
- [25] F. Jacobsen. **Sound Field Indicators**. Noise Control Engineering, v.35/ N^o 1, p.37-45, july - August, 1990.
- [26] F. J. Fahy. **Sound Intensity**. Chapter 8, Pub. Elsevier Applied Science, London, New York, ISBN 1-85166-319-3, p.175-199, 1989.

- [27] S. GADE; T. G. NIELSEN; K. B. GINN. **Sound Intensity Terminology**. Brüel & Kjaer Review, p.1-6, 1985
- [28] T. Jacobsen; T. G. Nielsen; J. Hald; K. B. Ginn. **Symposium on Acoustic Intensity**. Papers presented by Brüel & Kjaer, Heldin Tokyo, Japan, on 2 - 22nd, p.16-37, Janury, 1988.
- [29] F. J. Fahy; S. N. Y. Gerges. **Intensidade Sonora**. Seminário Internacioanl, Ibpap – Treinamento&Consultoria, p.9-20, Abril, 1994.
- [30] ISO 9614. **Sound Power Determination Using the Sound Intensity Technique**. Second Working Draft for Acoustics, 1992.
- [31] SAE Handbook - Recommended Practice. **Stoichiometric Air/Fuel Ratios of Automotive Fuels**. SAE J1829, v.1.ISBN 1-56091-461-0, 1994.
- [32] C. R. Westbbok. **The Chemistry Behind Engine Knock**. Chemistry & Industry (UK), p. 562-566, 3 August 1992.
- [33] G. B. Rauffman. **Midgley: Saint or Serpent?**. Chemtech, p.717-725, december 1989.

- [34] G. Edgar. **Measurement of The Nock Characteristics of Gasoline in Terms of a Standard Fuel.** 1987
- [35] Annual Book of ASTM Standards. **Standard Test Method for Knock Characteristics of Motor and Aviation Fuels by the Motor Method.** ASTM D 2700-92, v. 05.04 , p.236-283, 1994.
- [36] Annual Book of ASTM Standard. **Standard Test Method for Knock Characteristics of Motor and Fuels by the Research Method.** ASTM D 2 700 – 92. IP236/83, v.05.04, 1994
- [37] J. M. CAMPBELL; T. A. BOYD. **Measuremente of Knocking Characteristics of Automotaive Fuels.** The Science of Petroleum. Oxfort Uni. Press, v.4, p.3057-3065, 1938.
- [38] E. M. Goodger. **Alternative Fuels.** MacMillan. ISBN 0-333-25813-4, Appendix 4, 1980.
- [39] C. F. Kettering. **The Effect Of The Molecular Structure of Fuels on the Power and Efficiency of Internal Combustion Engines.** Ind. Eng. Chem., V.36, p. 1079-1085, 1994.

- [40] R. F. Sawyer. **Trends in Auto Emissions and Gasoline Composition.** Environment Health Perspectives Supplements, V. 101 s.6, p.5, 1993.
- [41] L.M. Sheppard. **Automotive Sensors Improve Driving Performance.** Ceramic Bulletin, v.71, p.905-913, 1992.
- [42] SAE Handbook. **Issued Anually.** SAE. ISBN 1-56091-461-0, v.6, especially j312, and j1297, 1994.
- [43] D. Schuetzle; W.o.Siegl; T. E. Jensen; M.A.Dearth; E.W.Kaiser; R.Gorge; W.Kreucher; E.Kulik. **The Relationship between Gasoline Composition and Vehicle Hydrocarbon Emission: A Review of Current Studies and Future Research Needs.** Environmental Health Perspectives Supplements, v. 102 s.4, p.3-12, 1994.
- [44] SAE Handbook . **Automotive Gasoline – Recommended Practice.** SAE J312 Jan93, v.1, ISBN 1-56091-46-0, 1994.
- [45] K. O. Wiley - Chapter 20. K. Owen. **Modern Petroleum Techonlogy – 5th Edition.** Editor, G.D. Hobson. ISBN 0 471 262498, 1984.
- [46] R. H. Perry; C. H. Chilton.Chemica - Chaapter 3. **Engineers Handbook – 5th – Edition.** McMillan. ISBN 07-049478-9,1973.

- [47] Annual Book of ASTM Standards. **Standard Specification for Automotive Spark-Ignition Engine Fuel**. ASTM D 4814-93, v.05.03, 1994.
- [48] C. K. Westbrook; W. J. Pitz. **The Chemical Kinetics of Engine Knock**. Energy and Technology Review, p.1-13, Feb/Mar 1991.
- [49] C. K. Westbrook. **The Chemistry Behind Engine Knock**. Chemistry & Industry (UK), p. 562-566, 3 August 1992.
- [50] J. S. BENDAT; A. G. PIERSOL. **Application of Engine Noise Control Research**. Chapter 2, Pub. by John Wiley & Sons, Inc., p. 33-41, 1980.
- [51] S. Gade. **Sound Intensity and Its Application in Noise Control**. B&K First Appeared in Sound and Vibration, p.2-10, March, 1985.
- [52] J. S. Bendat; A. G. Piersol. **Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis**. Ed, in USA, p.1976
- [53] J. Pope. **Acoustic Intensity presented at the 2nd International Congress on Acoustic Intensity 23rd - 26th**. Organised by CETIM , at Senlis, France, p.1-8, September, 1985.

- [54] E. A. PACHECO; J. L. S. LIMA; S. N. Y. Gerges. **Identificação de Fontes de Ruído em um Motor Ciclo Otto Utilizando Intensidade Sonora**. 15^o Encontro da Sobrac – UFSC, p.1-8, Florianópolis-SC, 1994.
- [55] D. Diocles; Z. Walter. **Referente aos Trabalhos de Modelagem e Experimentos no Laboratório de Motores da Petrobrás**. Laboratório de Motores da Petrobras em Canoas – RS, comunicação pessoal, 2001-2002.
- [56] C. G. Jeam. **Carburants et Moteurs**. Publication de l'Institut Français du Pétrole Collection, Science et Technique du Pétrole – n^o 28, 1987.
- [57] O. Owen; T. Coley. **Automotive Fuels Reference Book**. Second Edition, Published by SAE, Inc – USA, 1988.
- [58] D. A. Parker; F. I. MECH. **The Reduction of Piston Friction and Noise**. Symposium 86 – Copyright by AE PLC, p.2-11, 1986.
- [59] T. C. Lim. **Automotive Panel Noise Contribution Modeling Based on Finite Element and Measured Structural**. Applied Acoustic 60 (2000), Elsevier Science Ltda, p.505-519, December, 1999.

[60] J. Pope; R. Hickling; D. A. Feldmaier. **The use of Acoustic Intensity Scans for Sound Power Measurements and for Noise Source Transportation Vehicles.** SAE Paper 810401, p.2-10, 1981.

[61] M. Chiollaz; B; Favre. **Engine Noise Characterisation with Wiener – Ville Time-Frequency Analysis.** Mechanical Systems and signal processing, p.376-397, 1993.